

Ministère De L'enseignement Supérieur

Et

De La Recherche Scientifique

Université du 20 Août 1955 Skikda

Institut des Sciences et Techniques Appliquées-ISTA-

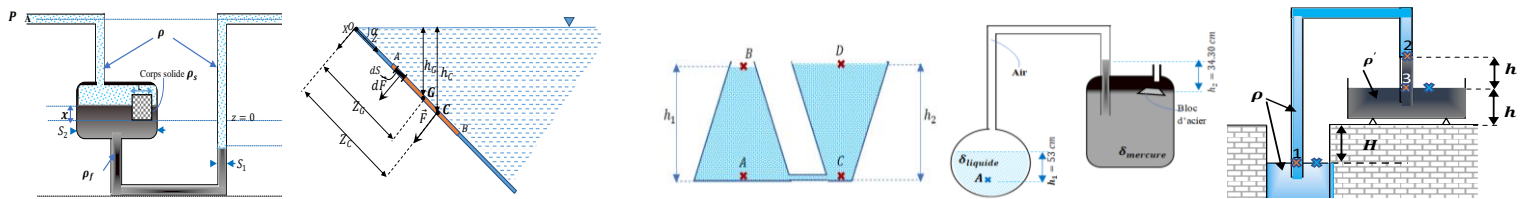
Département de l'Hygiène Sécurité et Environnement-HSE-

Filière : Hygiène sécurité et environnement dans l'industrie pétrolière et gazière



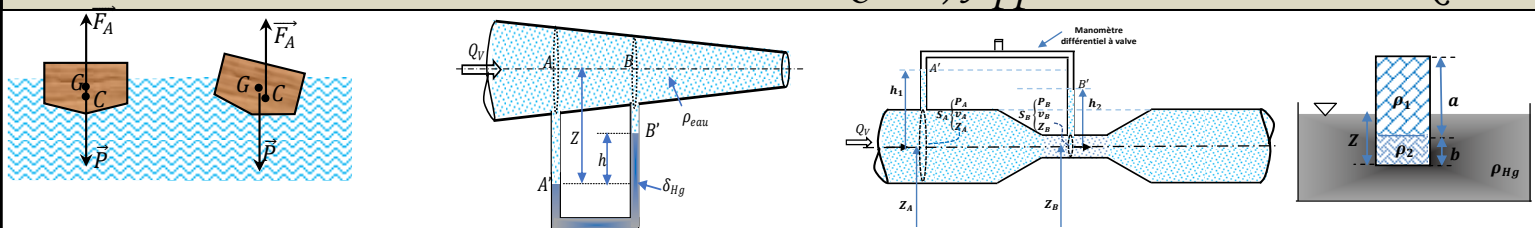
Polycopie du Cours

Destiné aux étudiants de 2^{ème} année licence HSE
Institut-ISTA-



Equipements des procédés Et Mécanique des fluides

Cours, Applications et Problèmes Résolus



Réalisé Par :

■ Dr. GHERIEB Sihem

Avant-propos

Ce polycopié de cours s'adresse principalement aux étudiants de deuxième année de la spécialité Hygiène, Sécurité et Environnement (HSE) de l'Institut des Sciences et Techniques Appliquées (ISTA). Il constitue un excellent outil pédagogique de référence permettant aux étudiants de maîtriser les méthodes et techniques employées pour résoudre les problématiques étudiées.

Le contenu est rédigé sous forme de cours détaillé, enrichi d'exemples concrets, d'applications pratiques, d'expériences illustrées par des schémas originaux et d'exercices corrigés. La structure claire et concise des quatre chapitres, accompagnée de nombreuses illustrations et figures en couleur, facilite l'apprentissage et la compréhension des concepts clés liés à la mécanique des fluides et à l'équipement des procédés.

Le style pédagogique clair et attrayant favorise une assimilation rapide des notions par les étudiants. Ce support leur permettra d'acquérir une base solide pour appréhender les phénomènes de la mécanique des fluides et d'assimiler l'application concrète des théorèmes pour résoudre des problèmes précis. De plus, l'ouvrage s'attache à définir les équipements des procédés utilisés en laboratoire et au niveau industriel, contribuant ainsi à enrichir le savoir-faire des étudiants.

Pour approfondir les connaissances sur les phénomènes physiques abordés dans ce manuscrit, il est recommandé de consulter les références bibliographiques citées en fin d'ouvrage. L'auteure invite les lecteurs à leur faire part de leurs critiques et suggestions constructives afin d'améliorer la qualité de ce travail.

Tables des Matières

CHAPITRE I HYDROSTATIQUE	Pages
I.1 Introduction	1
I.2 Principes fondamentaux.....	1
I.2.1 Définition d'un fluide	1
I.2.2 Notion de pression.....	1
I.2.2.1 Pression atmosphérique.....	2
I.2.2.2 Pression absolue et pression effective.....	3
I.2.3 Principe fondamentale de l'hydrostatique.....	4
I.2.4 Conséquences et applications de la relation fondamentale.....	6
I.2.4.1 Surface libre d'un liquide	6
I.2.4.2 Principe des vases communicants	8
I.2.4.3 Equilibre de plusieurs fluides non miscibles	9
I.2.4.4 Vases communicants à deux liquides.....	9
I.2.5 Dispositifs de mesure de la pression.....	11
I.2.6 Principe de Pascal	13
I.2.7 Forces hydrostatiques	15
I.2.7.1 Forces de pression sur une paroi plane.....	15
I.2.7.2 Position du point d'application de la force de pression	16
I.2.8 Principe d'Archimède.....	19
I.2.8.1 Démonstration expérimentale	19
I.2.8.2 Enoncé de la loi d'Archimède.....	20
I.2.8.3 Justification théorique	20
I.2.8.4 Généralisation	21
I.2.8.5 Equilibre d'un corps immergé	22
I.2.8.6 Corps flottants.....	23
I.3 Prévention des risques.....	25
I.4 Exercices à résoudre.....	26
I.4.1 Exercices supplémentaires	28
CHAPITRE II HYDRODYNAMIQUE	
II.1 Introduction	33
II.2 Propriétés des liquides.....	33
II.2.1 Masse volumique.....	33
II.2.2 Densité.....	33
II.2.3 Viscosité.....	33
II.3 Compressibilité et dilatation thermique.....	35
II.4 Capacité d'évaporation.....	37
II.4.1 Capacité thermique et enthalpie de changement d'état	37
II.5 Etude du mouvement permanent.....	41

II.5.1 Loi de conservation du débit (continuité).....	42
II.5.2 Théorème de Bernoulli.....	43
II.5.2.1 Cas d'un écoulement sans échange de travail.....	43
II.5.2.2 Cas d'un écoulement avec échange de travail.....	46
II.5.3 Régime d'écoulement.....	50
II.5.3.1 Régime laminaire.....	50
II.5.3.2 Régime turbulent.....	50
II.5.3.3 Nombre de Reynolds.....	50
II.5.4 Pertes de charges.....	51
II.5.4.1 Pertes de charges linéaires (régulières)	51
II.5.4.2 Pertes de charges singulières (locales).....	52
II.5.5 Théorème de Bernoulli appliqué à un fluide réel avec échange de travail.....	54
II.6 Risques liés aux écoulements dans les conduites.....	54
II.7 Exercices à résoudre.....	55
II.7.1 Exercices supplémentaires	59

CHAPITRE III MACHINES TOURNANTES

III.1 Introduction.....	61
III.2 Utilités.....	61
III.3 Classification.....	61
III.3.1 Machines motrices.....	61
III.3.1.1 Machines hydrauliques.....	63
III.3.1.2 Machines thermiques.....	64
III.3.1.3 Machines électriques.....	65
III.3.2 Machines génératrices.....	65
III.3.2.1 Génératrices à liquide.....	66
III.3.2.2 Génératrices à gaz	68
III.3.2.3 Génératrices électriques.....	69
III.4 Technologie des éléments communs aux machines tournantes.....	69
III.4.1 Accouplements.....	69
III.4.2 Paliers et Butées.....	69
III.4.3 Roulements	70
III.5 Technologie et fonctionnement des pompes centrifuges	70
III.5.1 Composants d'une pompe	71
III.5.1.1 Eléments statiques	71
III.5.1.2 Parties tournantes	71
III.5.2 Fonctionnement des pompes centrifuges.....	71
III.6 Comparaison entre les pompes centrifuges et les pompes volumétriques.....	72
III.6.1 Hauteur de charge (HMT) et hauteur d'aspiration positive nette (NPSH).....	73
III.6.1.1 Etude du risque de cavitation survenu dans les pompes	73
III.7 Technologie et fonctionnement des compresseurs.....	80
III.7.1 Définition	80
III.7.2 Principe d'un compresseur	80
III.7.3 Différents composants	81
III.7.4 Différentes classes de compresseurs.....	81

III.8 Moteur à combustion interne.....	83
III.8.1 Différentes parties du moteur	83
III.9 Notion de système.....	84
III.9.1 Bilan énergétique d'un fluide en régime d'écoulement permanent.....	85
III.10 Principaux risques liés aux machines	88
III.11 Exercices à résoudre	90

CHAPITRE IV EQUIPEMENT STATIQUES

IV.1 Introduction.....	93
IV.2 Caractéristiques des équipements statiques.....	93
IV.3 Domaines d'application.....	93
IV.4 Appareils tubulaires d'échange de chaleur	94
IV.4.1 Utilités et domaines d'utilisation.....	94
IV.4.2 Matériaux utilisés	95
IV.4.3 Principales technologies utilisées	95
IV.4.3.1 Mode de transfert thermique dans les tubes.....	95
IV.4.3.2 Différents types d'échangeur.....	97
IV.5 Réacteurs.....	102
IV.5.1 Réacteur chimique.....	102
IV.5.1.1 Utilités.....	102
IV.5.2 Réacteur nucléaire.....	102
IV.5.2.1 Utilités.....	103
IV.5.3 Réacteur à propulsion.....	103
IV.5.3.1 Utilités.....	103
IV.6 Colonnes dans les réacteurs.....	104
IV.6.1 Colonnes de distillation.....	104
IV.6.2 Colonnes de réaction.....	104
IV.6.3 Colonnes d'absorption.....	104
IV.6.4 Colonnes de désorption.....	104
IV.6.5 Colonnes à lit fixe et à lit fluidisé.....	104
IV.6.6 Utilités	105
IV.7 Réservoirs -Tuyauterie et Robinetterie.....	105
IV.7.1 Utilités	105
Références bibliographiques	107

CHAPITRE I HYDROSTATIQUE

I.1 Introduction

Dans ce chapitre, nous décrivons les principes fondamentaux liés à la statique des fluides, nous détaillons les notions de la pression. Les conséquences et les applications de l'équation fondamentale de l'hydrostatique seront explicitées. Nous exposons ensuite les différents dispositifs de mesure de la pression. Le théorème de Pascal, les forces hydrostatiques et le principe d'Archimède seront largement détaillés.

I.2 Principes fondamentaux

I.2.1 Définition d'un fluide

Un fluide est un milieu continu sans forme propre, il prend la forme du récipient qui le contient. Le fluide comprend quatre natures :

Fluide parfait (absence de la viscosité).

Fluide \Rightarrow Fluide réel (fluide visqueux).

Fluide incompressible (les liquides).

Fluide compressible (les gaz).

Un fluide est dit incompressible lorsque le volume occupé par une masse donnée ne varie pas en fonction de la pression extérieure. Tandis que pour un fluide compressible le volume occupé par une masse varie en fonction de la pression extérieure.

Les lois générales sont les mêmes pour tous les fluides, mais, en pratique, le comportement des gaz diffère notablement de celui des liquides ; deux raisons expliquent ce fait :

- 1/ Les gaz sont compressibles et expansibles, tandis que les liquides ont un volume propre ;
- 2/ La masse volumique d'un gaz est beaucoup plus faible que celle d'un liquide^[1].

I.2.2 Notion de pression

Considérons un vase plein d'eau, présentant à sa partie inférieure une petite ouverture A qu'on peut obturer avec le doigt (Fig-I.1-). Pour empêcher l'eau

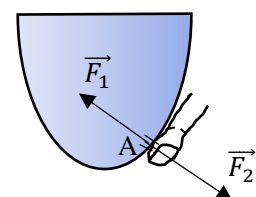


Fig-I.1-

^[1] Le rapport des masses volumiques de l'eau et de l'air est d'environ 800.

de couler, il faut exercer une force \vec{F}_1 dirigée vers l'intérieur ; cela prouve que l'eau exerce une force \vec{F}_2 directement opposée à \vec{F}_1 .

Les forces pressantes ainsi exercées par un liquide sur les parois du vase qui le contient sont, en chaque point, **normales** à celles-ci ; ce fait est illustré par l'expérience suivante :

On adapte à un robinet d'eau un tuyau en matière plastique souple bouché à son extrémité libre et percé de nombreux trous fins (Fig-I.2-) ; lorsqu'on ouvre le robinet, on constate que tous les jets d'eau qui se forment partent **normalement** à la paroi, quelle que soit l'orientation de celle-ci.

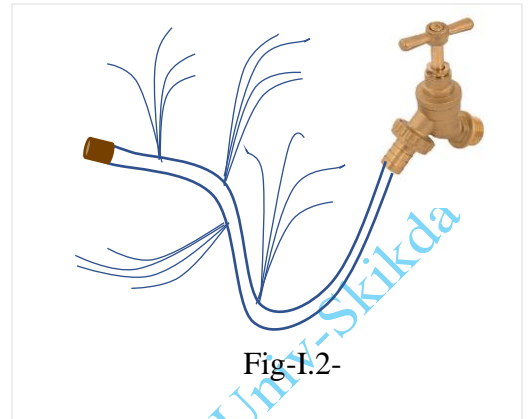


Fig-I.2-

La pression est une grandeur scalaire. Et est définie classiquement par son effet sur une surface élémentaire dS (Fig-I.3-).

La force exercée est normale à la surface :

$$d\vec{F} = Pd\vec{S} = Pd\vec{S}$$

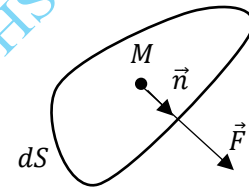


Fig-I.3-

Où \vec{n} est le vecteur unitaire normal à la surface, dirigé vers l'extérieur. Cette expression définit le scalaire P :

$$\text{Pour un milieu d'aire finie } P = \frac{F}{S}$$

Dans le système international d'unités elle s'exprime en Pascals, le symbole Pa , il existe néanmoins plusieurs unités de pression leurs équivalent sont cités ci-dessous :

$$\begin{aligned} 1\text{bar} &= 0.987\text{atm} = 10^5\text{Pa} = 750\text{mmHg}(\text{torr}) = 10.2\text{mCE} = 10197\text{kgf}/\text{m}^2 \\ &= 1.02\text{kgf}/\text{cm}^2 = 14.5\text{Psi} \end{aligned}$$

I.2.2.1 Pression atmosphérique

C'est la pression exercée par l'atmosphère à la surface de la terre.

Pour mettre en évidence l'existence de cette pression, une expérience facile à réaliser consiste à remplir un verre complètement d'eau et le recouvrir avec une feuille de papier ; en maintenant cette feuille bien appliquée avec la paume d'une main, on retourne le verre, l'ouverture en bas ; on ôte la main sans que l'eau tombe ; la force F due à la pression atmosphérique l'emporte sur le poids de l'eau (Fig-I.4-).

Dans une salle, et même dans une région de faible étendue, la pression est **uniforme**, c'est-à-dire qu'elle a la même valeur en tous les points. Mais elle varie dans le temps, elle dépend ainsi du lieu, notamment de son altitude.

Aux faibles altitudes, on a :

En générale il suffit de prendre :

$$P_{atm} = 1atm = 1.013 \times 10^5 Pa = 1.013bar$$

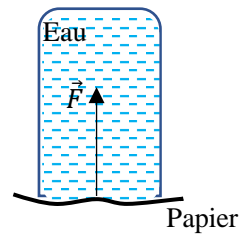


Fig-I.4-

Valeur moyenne approchée de la pression atmosphérique :

$$10^5 Pa, \text{ ou } 1bar$$

I.2.2.2 Pression absolue et pression effective

- La pression absolue est la pression mesurée par rapport au vide absolu (càd l'absence totale de matière). Elle est toujours positive.
- La pression effective (relative) se définit par rapport à la pression atmosphérique existant au moment de la mesure, cette pression peut donc prendre une valeur positive si la pression absolue est supérieure à la pression atmosphérique, ou une valeur négative si la pression absolue est inférieure à la pression atmosphérique.

$$P_{abs} = P_{eff} + P_{atm}$$

Ces deux types de pression (absolue et effective) correspondent physiquement à la même pression, elles sont simplement exprimées sur des échelles ayant des zéros différents (Fig. -I.5-).

Exemple : la pression dans une conduite est de 3 bars, quelle sera sa pression absolue ?

La pression de la conduite est une pression uniquement due au fluide, donc c'est une pression effective, alors ;

$$P_{abs} = P_{eff} + P_{atm} = 3 + 1 = 4bars$$

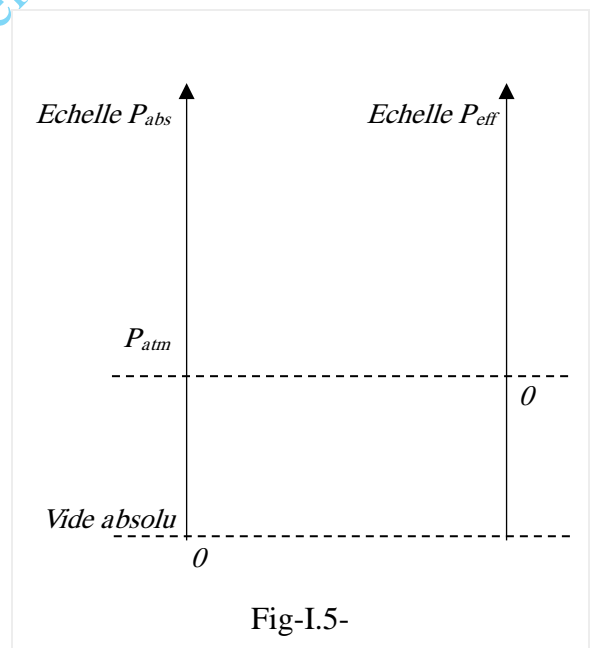
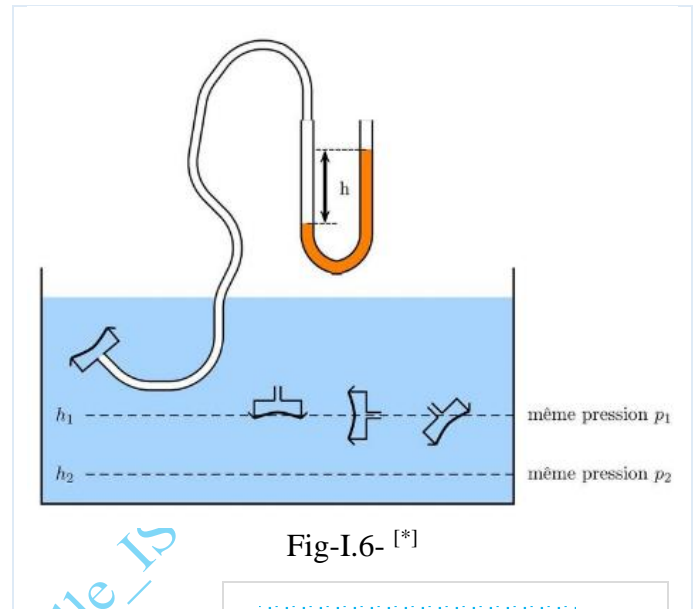


Fig-I.5-

I.2.3 Principe fondamentale de l'hydrostatique

Nous avons défini la pression en un point d'un fluide en équilibre. Il convient maintenant de chercher comment varier la pression quand on passe d'un point du fluide à un autre.

Expérience 1 : Dans une grande cuve pleine d'eau au repos, on plonge une capsule manométrique (Fig-I.6-) : il apparaît une dénivellation h dans les deux branches du tube en U. Si on déplace horizontalement la capsule, de façon que son centre soit toujours dans le même plan horizontal, on constate que la dénivellation garde une valeur constante.

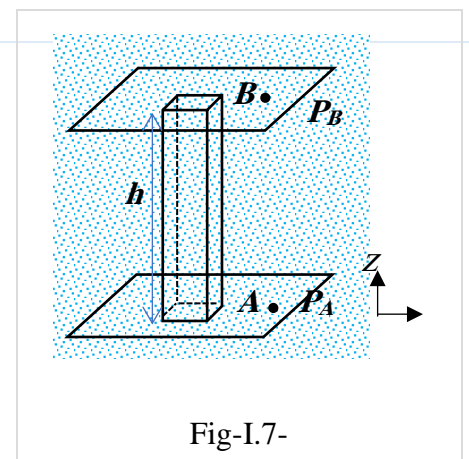


Ainsi se trouve justifié expérimentalement le résultat suivant :

❖ Dans un fluide en équilibre, la pression est la même en tous les points d'un plan horizontal (Surface isobare).

- **Enoncé de la relation fondamentale**

La différence de pression entre deux points d'un fluide en équilibre est numériquement égale au poids d'une colonne de ce fluide ayant pour base l'unité de surface et pour hauteur la distance h comprise entre les plans horizontaux passant par ces deux points (Fig-I.7-).



Il est très facile d'évaluer la différence de pression ΔP d'un liquide incompressible, sa masse volumique ρ et son poids ρgh ;

$$\Delta P = P_A - P_B = \rho gh$$

- Démonstration théorique

Pour un fluide au repos soumis à un champ de forces volumique $\vec{F} = \rho \vec{f}$, où ρ désigne la masse volumique, le champ de pression $P(x, y, z, t)$ vérifie la relation ;

$$\overrightarrow{\text{grad}}P = \rho \vec{f}$$

Lorsque le fluide est soumis uniquement aux forces de gravité $\vec{F} = \rho \vec{g}$ (force de poids volumique par unité de volume), on a la relation :

$$\overrightarrow{\text{grad}P} = \rho \vec{g}$$

Soit, sachant que le champ de gravité est dirigé dans la direction verticale descendante, (supposant le fluide incompressible \Rightarrow la masse volumique est constante)

$$\frac{dP(z)}{dz} = -\rho g$$

L'intégrale donne :

$$P(z) = -\rho g z + cste$$

Or

$$P(z) + \rho g z = cste$$

L'application de l'équation fondamentale de l'hydrostatique entre les points (A) et (B) donne l'expression présentée précédemment :

$$P_A + \rho g z_A = P_B + \rho g z_B$$

Tel que :

$$P_A - P_B = \rho g h$$

Remarque : la pression a pratiquement la même valeur en tous les points d'un récipient contenant un gaz en équilibre. Cette valeur commune est la pression du gaz dans le récipient.

Application : Soit un tube en U fermé à une extrémité, contient du mercure de masse volumique

$$\rho_{\text{mercure}} = 13600 \text{ kg/m}^3 ;$$

La branche fermée emprisonne un gaz à une pression P_{gaz} qu'on cherche à calculer.

- Exprimer et calculer la pression P_{gaz} ?

$$h = 20 \text{ cm}, P_{\text{atm}} = 10^5 \text{ Pa}, g = 9.81 \text{ N/kg}$$

Réponse :

La pression du gaz P_{gaz} :

En appliquant l'EFH entre les points A et B :

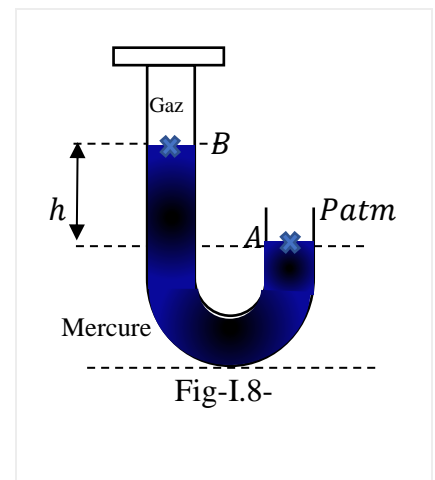
$$P_A - P_B = \rho g h \dots (1)$$

Telque ;

$$P_A = P_{\text{atm}}, P_B = P_{\text{gaz}}$$

D'après (1) on aura : $P_{\text{gaz}} = P_{\text{atm}} - \rho g h$

$$\underline{\text{AN}} : P_{\text{gaz}} = 10^5 - 13600 \times 9.81 \times 20 \times 10^{-2} = 73316.8 \text{ Pa}$$



I.2.4 Conséquences et applications de la relation fondamentale

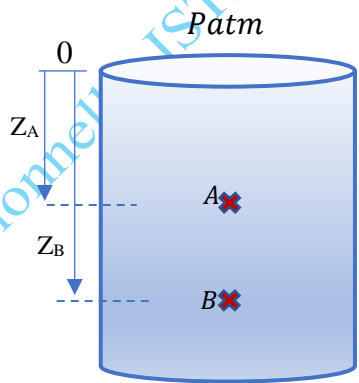
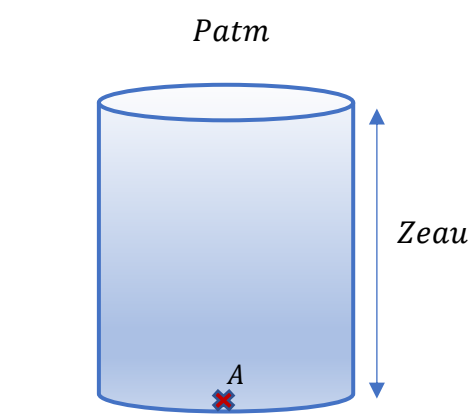
I.2.4.1 Surface libre d'un liquide

Si on considère une masse notable, d'un liquide au repos, l'expérience quotidienne nous apprend la forme de la surface libre, au contact de l'atmosphère :

❖ La surface libre d'un liquide en équilibre est plane et horizontale, la pression en tout point de cette surface est égale à la pression atmosphérique, de valeur constante ; cette **surface isobare** est donc un plan horizontal.

Remarque : Dans un tube étroit la surface libre du liquide forme un ménisque, ce phénomène a reçu le nom de capillarité.

- Application de L'EFH pour différents cas :

<ul style="list-style-type: none"> • Réservoir plein et ouvert : L'EFH donne : $P_A - P_{atm} = \rho g z_A$ $P_B - P_{atm} = \rho g z_B$ $P_B - P_A = \rho g (z_B - z_A)$	<p>(a)</p> 
<ul style="list-style-type: none"> • Réservoir plein et ouvert : $P_A - P_{atm} = \underbrace{\rho g z_{eau}}_{P_{eau}}$ <p>D'où</p> $P_A = P_{atm} + P_{eau}$ <p>La pression en A est la pression exercée par l'eau plus la pression atmosphérique qui appuie sur la surface libre du liquide.</p>	<p>(b)</p> 

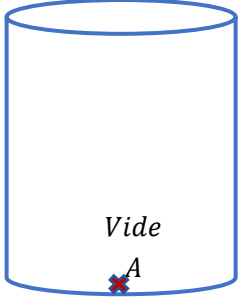
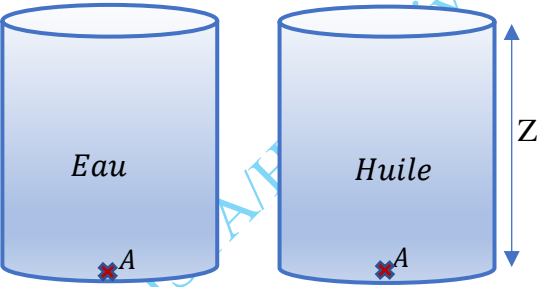
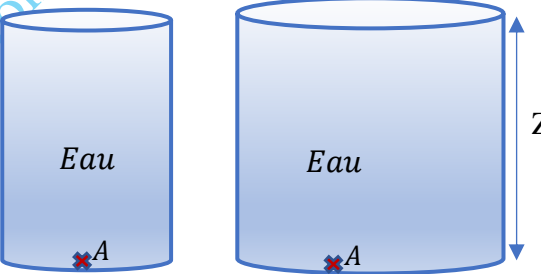
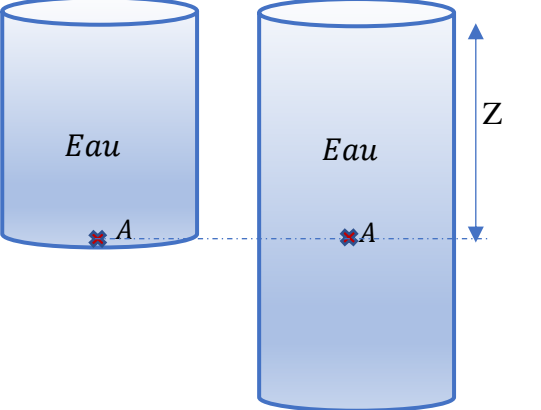
<ul style="list-style-type: none"> • Réservoir vide et ouvert : $P_A = P_{atm}$ <p>Dans le cas où le réservoir est fermé P_A devient une pression inconnue. $P_A \neq P_{atm}$</p>	<p>(c)</p> 
<ul style="list-style-type: none"> • Deux réservoirs pleins et ouverts : $P_{A(eau)} \neq P_{A(huile)}$ $P_A - P_{atm} = \rho g z$ <p style="text-align: center;">ρ_{eau} ou ρ_{huile}</p>	<p>(d)</p> 
<ul style="list-style-type: none"> • Deux réservoirs pleins , ouverts et de diamètres différents : $P_A = P_A$ <p>La seule valeur qui intervient dans ce cas c'est la valeur de z.</p>	<p>(e)</p> 
<ul style="list-style-type: none"> • Deux réservoirs pleins et ouverts de différentes hauteurs: $P_A = P_A$ <p>La pression sous A n'intervient pas dans la pression qui règne en A.</p>	<p>(f)</p> 

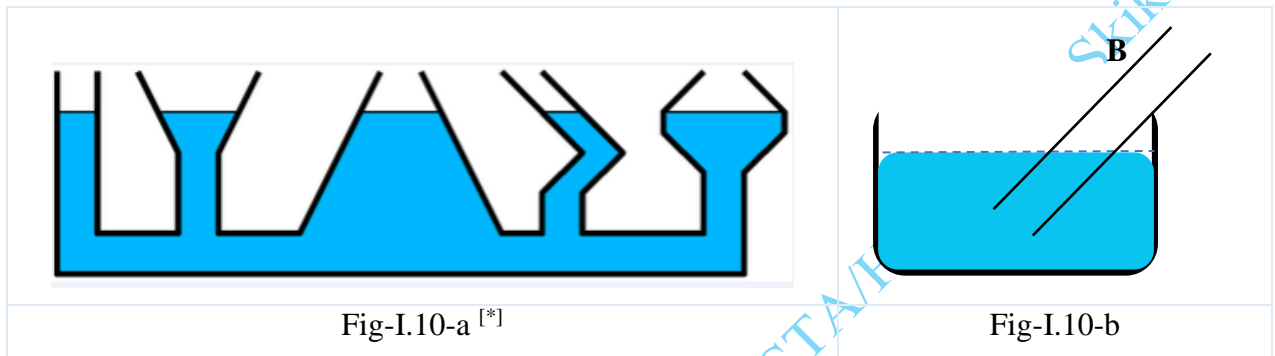
Fig-I.9- L'EFH pour différents cas de réservoirs

I.2.4.2 Principe des vases communicants

L'horizontalité de la surface libre est vraie quelle que soit la forme du vase, c'est ce qui a lieu avec des vases qui communiquent entre eux (Fig-I.10-a).

Le tube B, (Fig-I.10-b), est plongé dans le récipient : le niveau du liquide est le même dans le tube et à l'extérieur, on peut dire :

- ❖ Si les vases communicants contiennent les mêmes liquides, les surfaces libres sont dans un même plan horizontal.



Remarque : la proposition ci-dessus suppose que toutes les surfaces libres sont assez étendues pour que les effets de la capillarité soient négligeables.

Démonstration théorique :

En appliquant l'EFH (Fig-I.10-c) :

$$P_A - P_B = \rho g h_1$$

$$P_C - P_D = \rho g h_2$$

On a :

$$P_B = P_D = P_{atm}$$

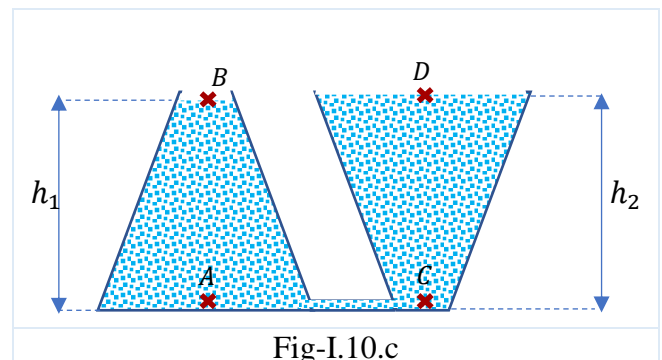
$$P_A = P_C \rightarrow \text{surface isobare}$$

Par soustraction on obtient :

$$h_1 = h_2, \text{ l'horizontalité est satisfaite.}$$

Utilités :

L'indicateur de niveau, le niveau d'eau, l'écluse, le siphon.



I.2.4.3 Equilibre de plusieurs fluides non miscibles

Dans un flacon assez large ^[2], on verse de l'eau, de l'huile et du mercure, trois liquides qui ne sont pas solubles l'un dans l'autre (Fig-I.11-). On ferme, on agite, puis on laisse reposer ; il se forme 3 couches : au fond le mercure, le plus dense au-dessus de lui l'eau, puis l'huile, moins dense que l'eau. Si on verse alors doucement de l'alcool il reste au-dessus de l'huile, à laquelle il ne se mélange pas, On peut dire :

❖ Des fluides non miscibles se superposent par ordre de masses volumiques décroissantes de bas en haut. La surface de séparation de deux fluides non miscibles est plane et horizontale

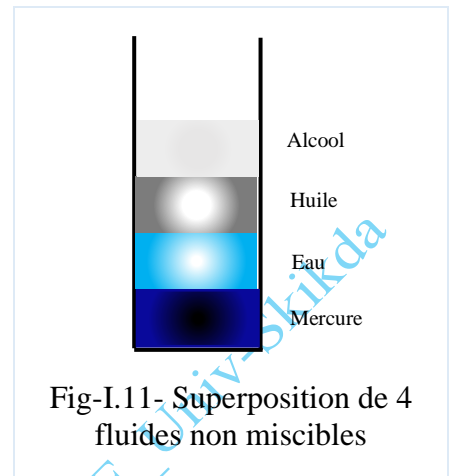


Fig-I.11- Superposition de 4 fluides non miscibles

I.2.4.4 Vases communicants à deux liquides

On verse dans un tube en U du mercure, puis de l'eau ; on constate que la surface libre de l'eau est très au-dessus de celle du mercure (Fig-I.12-). Il est facile de justifier théoriquement ce résultat :

En appliquant L'EFH :

$$P_A - P_{A'} = -\rho_{eau}gh$$

$$P_{A'} - P_B = \rho_{Hg}gh'$$

$$\text{On a : } P_A = P_B = P_{atm}$$

Par addition on obtient : $h' = \frac{\rho_{eau}}{\rho_{Hg}} h$

Ou encore ; $h' = \frac{h}{13.6}$

D'une façon générale on peut dire :

❖ Dans des vases communicants contenant deux liquides au repos, les hauteurs de ces liquides au-dessus de leur surface de séparation sont en raison inverse de leurs densités.

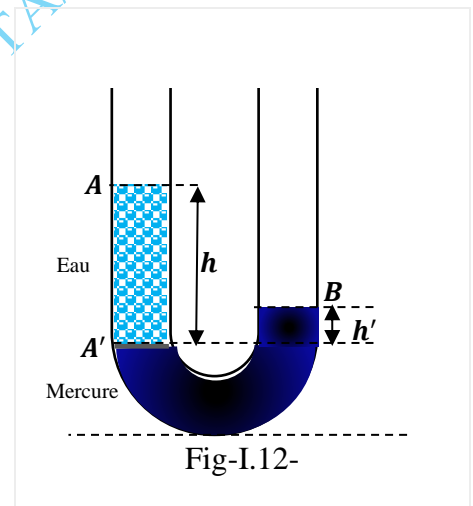


Fig-I.12-

^[2] Un flacon assez large pour que les effets de capillarité soient négligeables

Application 1 : Un récipient contient de l'eau sur 30 cm de haut et de l'huile sur 50 cm (Fig-I.13-). La pression au point A est égale à la pression atmosphérique.

Calculer les pressions en B et en C.

Réponse :

Les pressions P_B et P_C :

D'après l'EFH :

$$P_A - P_B = -\rho_H g h_{Huile} \dots (1)$$

$$P_B - P_C = -\rho_{eau} g h_{eau} \dots (2)$$

De (1) on a : $P_B = P_A + \rho_H g h_{Huile}$

$$P_B = P_{atm} + \rho_H g h_{Huile}$$

Par addition (1) + (2) on trouve :

$$P_A - P_C = -\rho_H g h_{Huile} - \rho_{eau} g h_{eau}$$

$$\Rightarrow P_C = P_A + \rho_{eau} g h_{eau} + \rho_H g h_{Huile}$$

$$P_C = P_{atm} + \rho_{eau} g h_{eau} + \rho_H g h_{Huile}$$

AN :

$$P_B = 10^5 + 900 \times 9.81 \times 50 \times 10^{-2} = 104414.5 \text{ Pa}$$

$$P_C = 10^5 + 1000 \times 9.81 \times 20 \times 10^{-2} + 900 \times 9.81 \times 50 \times 10^{-2} = 104414.5 + 1962 = 106376.5 \text{ Pa}$$

Application 2 : Un tube en U contient du mercure ρ_{Hg} sur une hauteur de quelques centimètres (Fig-I.14-). On verse dans l'une des branches un mélange d'eau – alcool éthylique qui forme une colonne de liquide de hauteur h_1 . Dans l'autre branche, on verse de l'eau pure de masse volumique ρ_e , de hauteur h_2 ;

- En déduire la masse volumique du mélange (eau – alcool éthylique).

Réponse :

La masse volumique du mélange $\rho_{mélange}$

L'EFH donne :

$$P_A - P_B = -\rho_{mélange} g h_1 \dots (1)$$

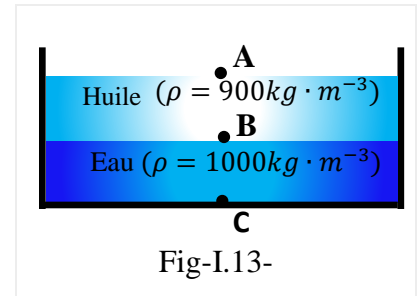


Fig-I.13-

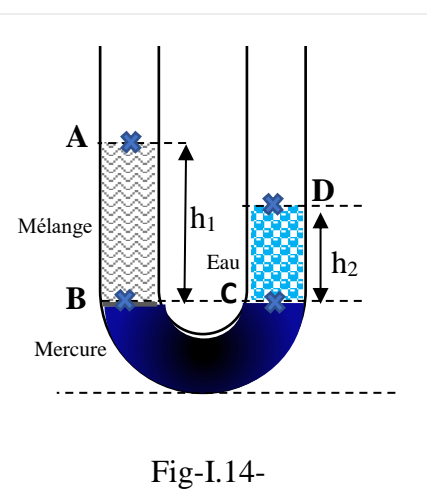


Fig-I.14-

$$P_B - P_C = 0 \dots\dots\dots (2)$$

$$P_C - P_D = \rho_{eau}gh_2 \dots\dots\dots (3)$$

D'après (2) on a : $P_B = P_C$ même plan horizontal, même fluide \Rightarrow surface isobare

Par ailleurs ; $P_A = P_{atm}, P_D = P_{atm}$

Par addition (1)+(2)+(3) on trouve:

$$0 = -\rho_{mélange}gh_1 + \rho_{eau}gh_2$$

$$\Rightarrow \rho_{mélange} = \rho_{eau} \frac{h_2}{h_1}$$

I.2.5 Dispositifs de mesure de la pression

Un **manomètre** est un instrument servant à mesurer une pression, destiné en principe à mesurer une pression relative d'un fluide par rapport à la pression atmosphérique, c'est à dire l'écart (ou la différence) entre la pression d'un fluide contenu dans un récipient fermé et la pression de l'air atmosphérique. Tandis qu'un **baromètre** mesure la pression absolue d'un gaz, ou encore la pression atmosphérique.

Les dispositifs utilisés dépendent de l'importance des pressions à mesurer. Il existe 2 types de dispositifs de mesure des pressions :

- Les tubes manométriques : utilisés pour la mesure de pression relativement faibles (...en laboratoires), ça sera détaillé dans la suite.
- Les manomètres mécaniques : utilisés pour la mesure de pressions relativement plus élevées.

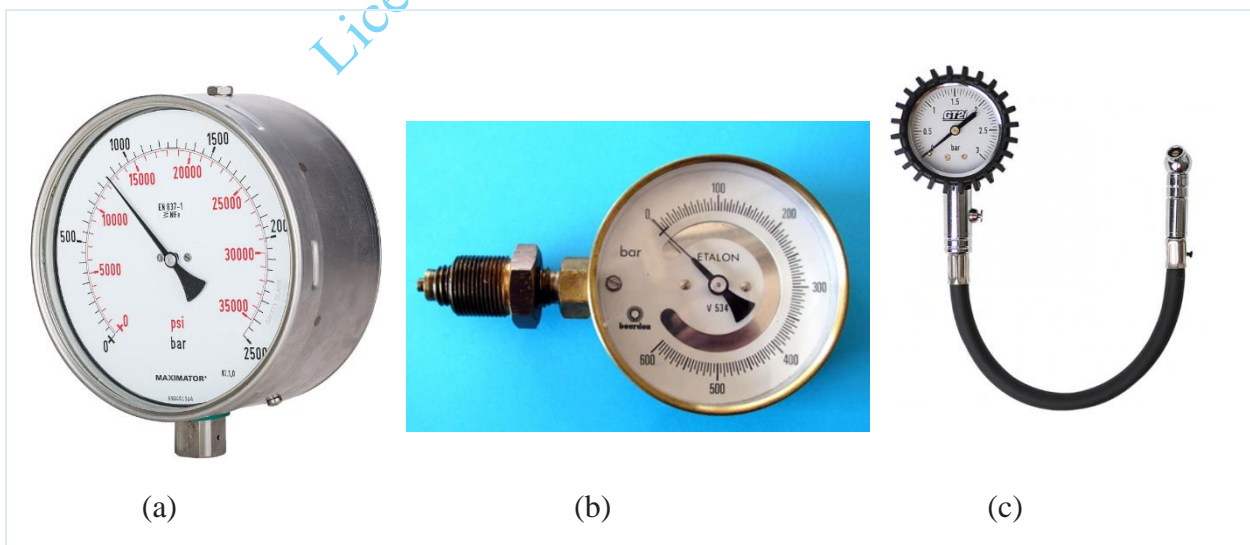


Fig-I.15- Manomètres mécaniques [*]

- (a) Manomètre permettant de mesurer des hautes pressions en bars ;
- (b) Manomètre 0-600 bars. Cet appareil est un manomètre à tube de Bourdon ;
- (c) Manomètre de pression 0-3 bars, parfait pour vérifier la pression des pneus.

La mesure de la pression relative positive se fait par le manomètre, et par le vacuomètre pour les pressions relatives négatives.

➤ Il y'a entre autres divers types d'instrument de mesure de la pression le plus simple, c'est un tube raccordé au point où on veut déterminer la pression, celle-ci n'est autre que la hauteur d'eau qui monte dans ce tube.

a) **Piézomètre :**

Le piézomètre est souvent vertical, la pression en un point est équivalente à $P = \rho gh$

Si le piézomètre est incliné : $P = \rho gh = \rho gL \sin \alpha$

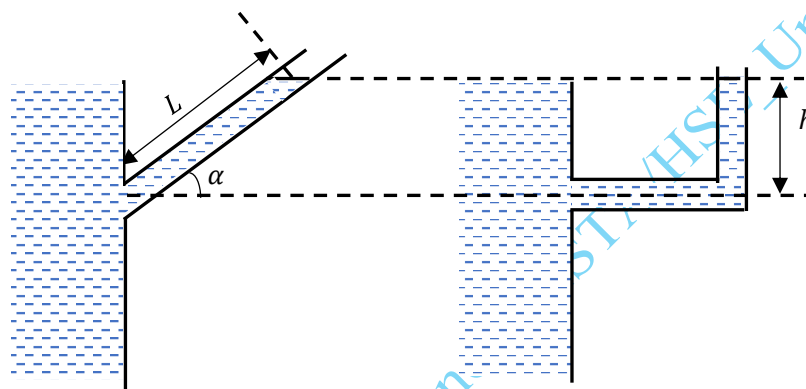


Fig-I.16- Piézomètre vertical et incliné

b) **Piézomètre en U :**

Il consiste en un tube en U dont une extrémité est raccordée au point de mesure et l'autre à l'aire libre, le tube contient soit un liquide dense ou léger que le fluide dont on veut mesurer sa pression.

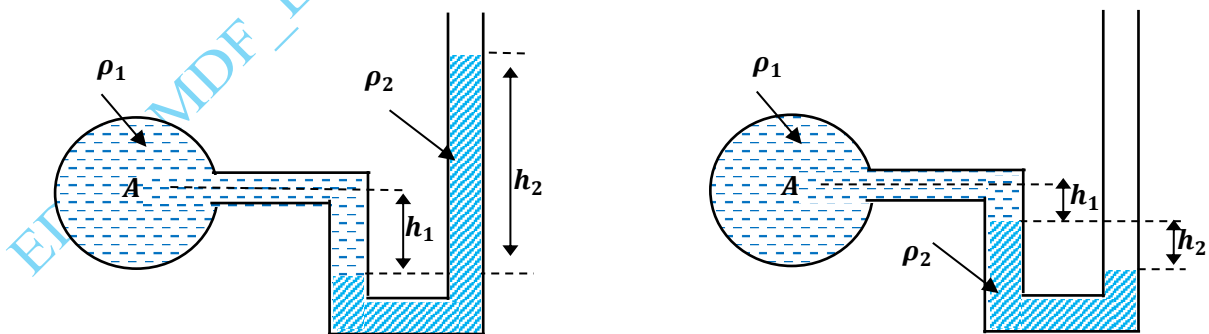


Fig-I.17- Piézomètre en U

Pour une pression manométrique (1^{er} cas) : $P_{A(eff)} = \rho_2 g h_2 - \rho_1 g h_1$

Pour une pression vacuométrique (2^{eme} cas) : $P_{A(eff)} = -(\rho_2 g h_2 + \rho_1 g h_1)$

c) **Manomètre différentiel :**

C'est un tube raccordé entre deux points où on veut déterminer la différence de pression ou hauteur piézométrique, il peut être à un seul liquide avec valve d'entrée d'air, ou à deux liquides.

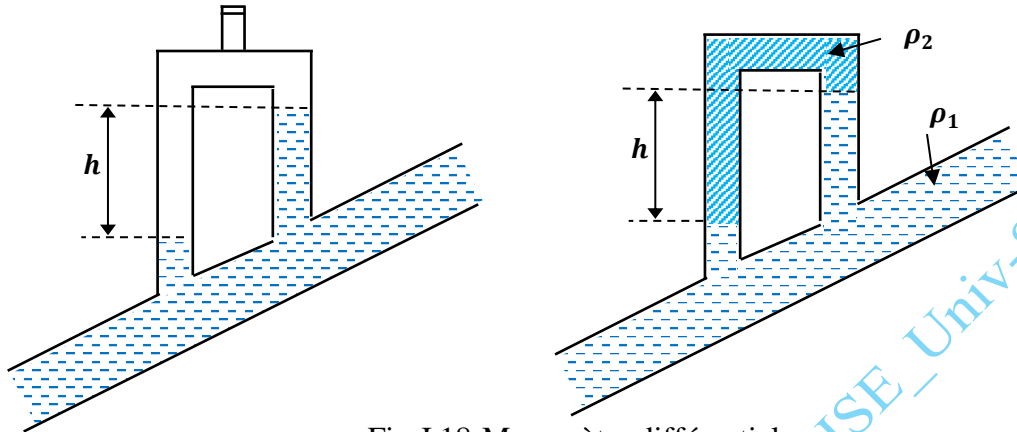


Fig-I.18-Manomètre différentiel

I.2.6 Principe de Pascal

Toute variation de pression en un point d'un liquide contenu dans un récipient s'accompagne d'une égale variation de pression en tout point du liquide. Le principe de fonctionnement d'une presse hydraulique repose sur ce théorème (Fig-I.19-).

Soit deux cylindres de sections différentes S_2 et S_1 formant vases communicants. Exerçant sur le piston P_1 une force F_1 perpendiculaire à sa surface, cela crée une surpression qui vaut : $\Delta P_1 = \frac{F_1}{S_1}$

En vertu du théorème de Pascal, sur P_2 on a donc la même variation de pression ce qui produit une force F_2 on peut écrire :

$$\Delta P = \frac{F_1}{S_1} = \frac{F_2}{S_2}$$

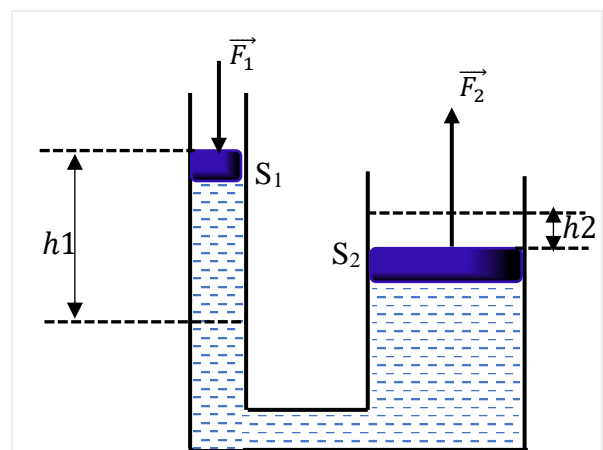


Fig-I.19-

Démonstration : la différence de pression entre deux points quelconques du liquide (1 et 2 comme exemple) est donnée par la relation fondamentale :

$$P_2 - P_1 = \rho gh \quad (1)$$

$$(P_2 + \Delta P_2) - (P_1 + \Delta P_1) = \rho gh \quad (2)$$

Or la masse ρ ne varie pas avec la pression ; la différence $P_2 - P_1$ est donc constante. En faisant la différence entre les équations (1) et (2) on obtient :

$$\Delta P_2 - \Delta P_1 = 0$$

D'où : $\Delta P_2 = \Delta P_1$

Si P_2 augmente de ΔP , il en est de même de P_1 . C'est ce qu'exprime le théorème de Pascal.

On voit donc que si $S_2 > S_1$ on a $F_2 > F_1$ et le déplacement du piston P_2 est plus petit que celui de P_1 : si on enfonce P_1 de h_1 , P_2 ne monte que de h_2 .

• Travail moteur et travail résistant

Lorsque le petit piston s'abaisse d'une hauteur h_1 , le grand piston se soulève de h_2 ; le volume de l'eau reste constant (conservation du volume), ce qui implique :

$$h_1 S_1 = h_2 S_2$$

On a donc pour ces déplacements :

Travail moteur (celui de F_1) : $W_m = F_1 \cdot h_1$

Travail résistant (celui de F_2) : $W_r = F_2 \cdot h_2$

$W_m = W_r$: il y a conservation du travail : $F_1 \cdot h_1 = F_2 \cdot h_2 = F_2 \cdot h_1 \cdot \frac{S_1}{S_2}$

On obtient : $F_1 = F_2 \cdot \frac{S_1}{S_2} \Rightarrow \frac{F_1}{S_1} = \frac{F_2}{S_2} \Rightarrow \Delta P_1 = \Delta P_2$

Bien entendu, cela suppose une presse hydraulique en quelque sorte parfaite, notamment l'absence de frottement des pistons contre les cylindres.

Application :

Dans une presse hydraulique, les aires des sections des pistons sont de 8 cm^2 et 72 cm^2 . On veut soulever une charge de 200 kg , ($g = 9,8 \text{ N} \cdot \text{kg}^{-1}$).

1/ Indiquer le rôle des deux pistons.

2/ Calculer la force à exercer sur le piston de commande.

Réponse : 1/ - le rôle des deux pistons :

La charge est placée sur le piston de grande section, c'est ce piston qui sert à soulever cette charge.

Le petit piston est le piston de commande, c'est la force F_1 qui est exercée sur celui-ci.

2/- la force exercée sur le piston de commande :

Le Poids de la charge : $Poids = m \cdot g = 200 \times 9,8 = 1960 \text{ N}$

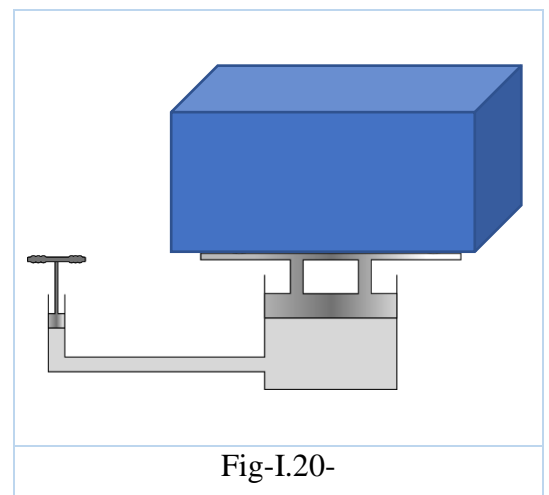


Fig-I.20-

La force nécessaire pour soulever la charge est $F_2 = Poids$.

La force exercée sur le petit piston est F_1 .

D'après le principe de Pascal :

$$\frac{F_1}{S_1} = \frac{F_2}{S_2} \Rightarrow F_1 = \frac{F_2}{S_2} S_1$$

AN :

$$F_1 = \frac{1960}{72 \cdot 10^{-4}} \cdot 8 \cdot 10^{-4}, \quad \text{D'où : } F_1 = 217.77N$$

I.2.7 Forces hydrostatiques

I.2.7.1 Forces de pression sur une paroi plane

Soit une surface plane AB inclinée d'un angle α par rapport à l'horizontale et immergée dans un fluide de masse volumique, G son centre de gravité et C le centre d'application ou nommé centre de poussée (Fig-I.21-).

Etablissons l'expression de la force résultante \vec{F} des forces exercées par le fluide sur la surface AB : considérons pour cela la force élémentaire $d\vec{F}$ s'exerçant sur une surface élémentaire dS , soit \vec{n} la normale à la paroi, de longueur unité dirigée vers le fluide:

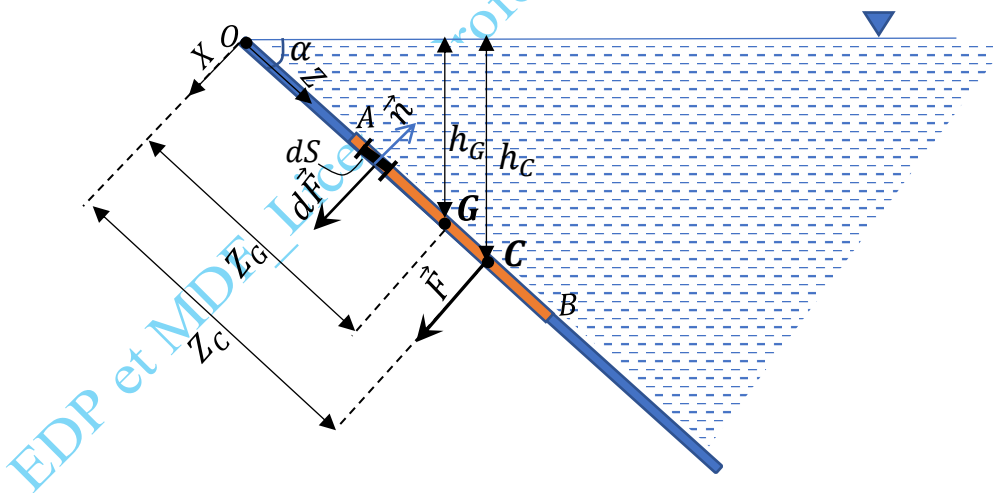


Fig-I.21-

$$d\vec{F} = PdS\vec{n} = -(P_{atm} + \rho gh)dS\vec{n} = -(P_{atm}dS\vec{n} + \rho gh dS\vec{n})$$

La force résultante \vec{F} est égale à l'intégrale de $d\vec{F}$ sur toute la surface AB :

$$\vec{F} = - \int_{AB} PdS\vec{n} = - \int_{AB} P_{atm}dS\vec{n} - \int_{AB} \rho gh dS\vec{n}$$

Or $h = z \sin \alpha$ d'où :

$$\vec{F} = -P_{atm} S \vec{n} - \int_{AB} \rho g z \sin \alpha dS \vec{n} = -P_{atm} S \vec{n} - \rho g \sin \alpha \int_{AB} z dS \vec{n}$$

Le terme $\int_{AB} z dS$ représente le "Moment statique" de la surface AB par rapport à OX :

$$\int_{AB} z dS = z_G S \text{ avec } z_G : \text{ordonnée du centre de gravité de la surface } AB.$$

L'expression de \vec{F} devient :

$$\vec{F} = -P_{atm} S \vec{n} - \rho g \sin \alpha z_G S \vec{n}$$

Et comme $z_G \sin \alpha = h_G$: profondeur du centre de gravité de la surface AB :

$$\vec{F} = -P_{atm} S \vec{n} - \rho g h_G S \vec{n}$$

En générale, la pression P_{atm} est négligée et donc l'expression finale de la force de poussée hydrostatique \vec{F} devient :

$$\vec{F} = -\rho g h_G S \vec{n} \text{ , ou encore en valeur absolue : } |\vec{F}| = \rho g h_G S$$

I.2.7.2 Position du point d'application de la force de pression

Déterminons h_C , la profondeur du point d'application de la force résultante $|\vec{F}|$:

Pour cela, utilisons le principe des moments :

$$\begin{aligned} \sum \mathcal{M}/O &= F \cdot z_C = \int_{AB} z dF = \int_{AB} z \cdot \rho g \sin \alpha z dS \\ &= \rho g \sin \alpha \int_{AB} z^2 dS \end{aligned}$$

Le terme $\int_{AB} z^2 dS$ représente le "Moment d'inertie" de la surface AB par rapport à l'axe OX :

$$I_{Ox} = \int_{AB} z^2 dS$$

On aura donc : $\rho g \sin \alpha \int_{AB} z^2 dS = F \cdot z_C$

$$\rho g \sin \alpha \int_{AB} z^2 dS = \rho g \sin \alpha z_G S \cdot z_C$$

$$\Rightarrow \int_{AB} z^2 dS = z_G S z_C$$

$$I_{ox} = z_G z_C S$$

$$z_C = \frac{I_{ox}}{z_G S}$$

L'utilisation du théorème de Huygens nous permet d'écrire que $I_{ox} = I_{GG} + z_G^2 S$

I_{GG} : moment d'inertie de la surface AB par rapport à un axe passant par son centre de gravité G.

Dans ce cas la formule précédente devient :

$$z_C = z_G + \frac{I_{GG}}{z_G S}$$

Où encore :

$$h_C = h_G + \frac{I_{GG}}{h_G S} (\sin\alpha)^2$$

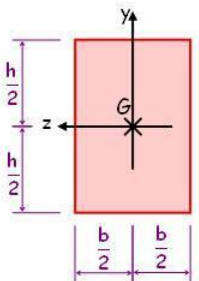
Tel que : $h = z \sin\alpha$

Avec z_C : l'ordonnée du centre de poussée

Et h_C : la profondeur (la position) du centre de poussée

❖ On peut conclure que le point d'application (centre de poussée) de la résultante F se trouve toujours **plus bas** que le centre de gravité d'une distance égale à : $\frac{I_{GG}}{h_G S} (\sin\alpha)^2$

Le tableau suivant résume les moments d'inertie de quelques surfaces particulières :

Type	Surface	Moment quadratique par rapport à un axe passant par G
 <p>Section rectangulaire</p>	$S = bh$	$I_{Gz} = \frac{bh^3}{12}$

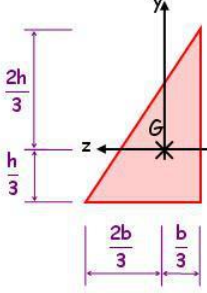
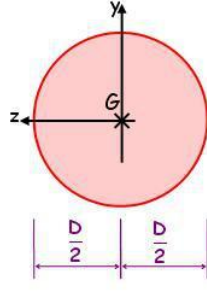
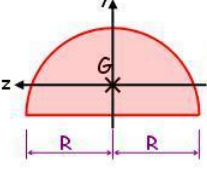
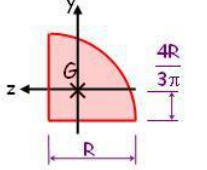
 <p>Section triangulaire</p>	$S = \frac{bh}{2}$	$I_{Gz} = \frac{bh^3}{36}$
 <p>Section circulaire</p>	$S = \pi \left(\frac{D}{2}\right)^2$	$I_{Gz} = \frac{\pi D^4}{64} = \frac{\pi R^4}{4}$
 <p>Section de demi-disque</p>	$S = \pi \frac{R^2}{2}$	$I_{Gz} = R^4 \left(\frac{\pi}{8} - \frac{8}{9\pi}\right)$
 <p>Cas du quart de disque</p>	$S = \pi \frac{R^2}{4}$	$I_{Gz} = \frac{R^4}{2} \left(\frac{\pi}{8} - \frac{8}{9\pi}\right)$

Tableau-I.1-

Application : Déterminer la résultante de la force de poussée exercée sur un barrage de forme rectangulaire, déterminer ainsi la position du centre de poussée. Sachant que la hauteur de la surface occupée $h = 10m$, la largeur du barrage $L = 20m$.

Réponse :

1/ La force de poussée :

$$F = P_G \cdot S$$

$$F_{eau} = \rho_{eau} g h_G S_{AB}$$

$$h_G = \frac{h}{2}$$

$$S_{AB} = h \cdot L$$

Alors ; $F_{eau} = \frac{1}{2} \rho_{eau} g L h^2$

AN :

$$F_{eau} = \dots N$$

2/ La position du centre de poussée :

$$h_c = h_G + \frac{I_{GG}}{h_G S_{AB}} (\sin \alpha)^2$$

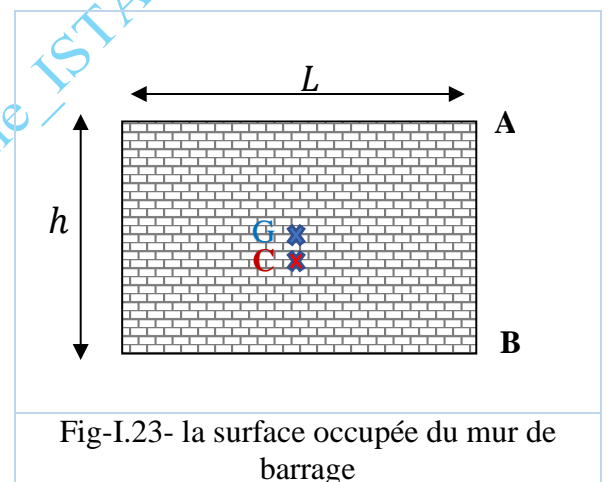
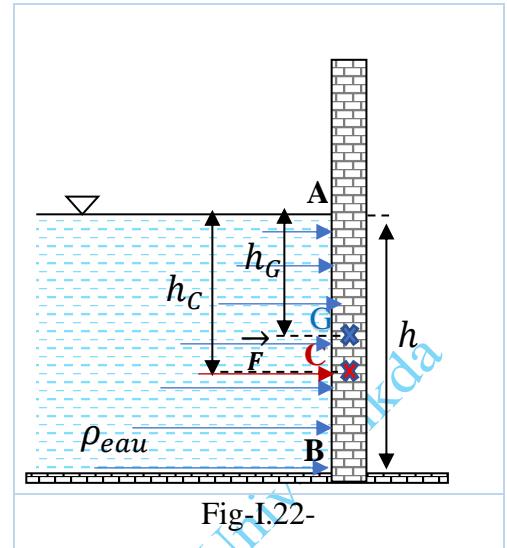
$$I_{GG} = \frac{L h^3}{12}, \alpha = \frac{\pi}{2}$$

$$h_c = \frac{h}{2} + \frac{\frac{L h^3}{12}}{\frac{h}{2} \cdot h \cdot L} (\sin \alpha)^2$$

$$h_c = \frac{h}{2} + \frac{h}{6}$$

$$h_c = \frac{2}{3} h$$

AN : $h_c = 6.66m$



I.2.8 Principe d'Archimède

La loi d'Archimède est une conséquence de la relation fondamentale de la statique des fluides ; nous le montrerons dans la partie (I.2.8.3), mais nous commencerons par l'établir à l'aide d'expériences faites avec des liquides.

I.2.8.1 Démonstration expérimentale

Pour parvenir à l'énoncé de la loi d'Archimède, il convient de faire l'expérience décrite ci-dessous. On suspend un corps à l'un des plateaux d'une balance et on établit l'équilibre à l'aide d'une tare (Fig-I.24-). Si on plonge le corps dans l'eau, on constate que l'équilibre est rompu au profit de la tare.

On en conclut que le corps plongé dans l'eau subit une force verticale, dirigée vers le haut, cette force est appelée poussée d'Archimède du nom du savant grec qui l'a découverte.

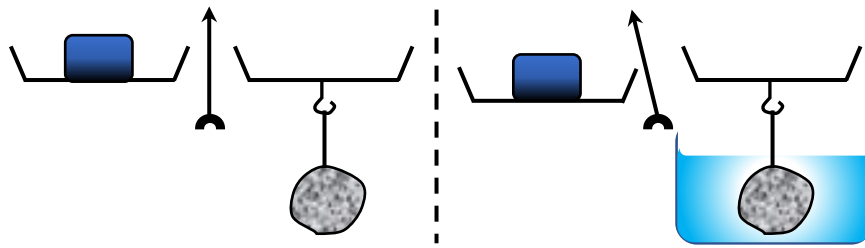


Fig-I.24-

Si le récipient contenant de l'eau était plein, l'eau qui s'écoule et qu'on recueille après la plongé du corps a **un volume égal à celui du corps**, on remet cette eau sur le plateau en utilisant une tasse de poids négligeable ; on constate que l'équilibre est rétabli : **le poids de l'eau déplacé équilibre la balance**.

I.2.8.2 Enoncé de la loi d'Archimède

Tout corps solide complètement immergé dans un liquide en équilibre subit de la part du liquide une poussée verticale ascendante dont l'intensité est égale au poids du volume de liquide déplacé, et appliquée au centre de gravité géométrique du solide de la partie immergée.

$$F_A = \text{Poids}_{\text{liq.dépl.}}$$

Le volume du liquide déplacé est égal au volume du corps V .

$$\text{Donc : } \text{Poids}_{\text{liq.dépl.}} = m_{\text{liq.dépl.}} \cdot g = \rho_{\text{liq.}} \cdot V_{\text{liq.dépl.}} \cdot g$$

Finalement, on peut facilement calculer la poussée d'Archimède par la formule :

$$F_A = \rho_{\text{liq.}} \cdot V_{\text{liq.dépl.}} \cdot g$$

I.2.8.3 Justification théorique

Lorsqu'un solide est plongé dans un fluide, celui-ci exerce des forces pressantes sur tous les éléments de la surface du solide (Fig-I.25-).

La poussée d'Archimède est la résultante de toutes les forces pressantes que le fluide exerce sur le solide qui y est plongé.

Nous déterminerons cette résultante dans le cas particulier

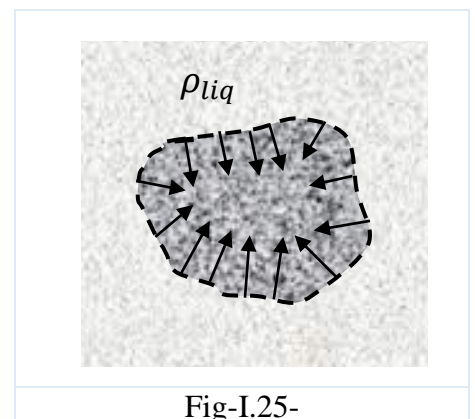


Fig-I.25-

très simple, celui d'un cylindre d'axe vertical, de hauteur h et dont les bases ont l'aire S , immergé dans du liquide (Fig-I.26-).

On ne doit pas considérer les forces pressantes horizontales sur les faces latérales, comme celles-ci se compensent mutuellement.

Sur la base du cylindre B_1 , où la pression est P_1 , la force exercée \vec{F}_1 est verticale, dirigée vers le haut, de module $F_1 = P_1S$. Sur l'autre base, la force \vec{F}_2 est aussi verticale, mais dirigée vers le bas ; si P_2 est la pression, $F_2 = P_2S$.

On désigne par ρ la masse volumique du fluide, la relation fondamentale s'écrit :

$$P_1 - P_2 = \rho_{liq}gh$$

La résultante \vec{F}_A de \vec{F}_1 et \vec{F}_2 est donc une force verticale, dirigée vers le haut, et de module :

$F_A = F_1 - F_2 = (P_1 - P_2)S = \rho_{liq}ghS$, égal au poids du cylindre de fluide dont le corps a pris la place.

Réciproquement tout solide plongé dans un fluide exerce sur celui-ci une force verticale, dirigée vers le bas, **égale au poids du fluide déplacé**.

I.2.8.4 Généralisation

Nous venons d'établir la loi d'Archimède pour un solide immergé dans un fluide. Elle est aussi valable pour un corps qui est plongé dans deux fluides non miscibles, en équilibre, séparés par une surface plane et horizontale ; dans ce cas, la poussée totale a pour valeur la somme des poids des fluides déplacés (Fig-I.27-).

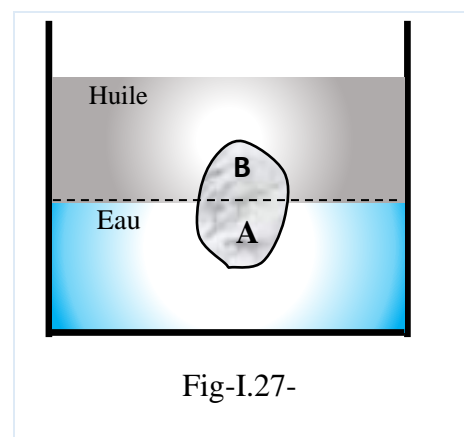
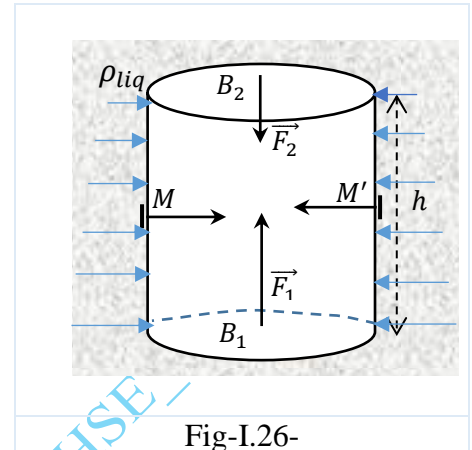
$$F_A = Poid_{s_{liq1}.d\acute{e}pl.} + Poid_{s_{liq2}.d\acute{e}pl.} = Poid_{s_{tot}.corps\ solide.}$$

$$= \rho_{liq1} \cdot g \cdot V_A + \rho_{liq2} \cdot g \cdot V_B = \rho_{solide} \cdot g \cdot V_{tot.solide}$$

Remarque : toutefois, lorsqu'un corps flotte à la surface libre d'un liquide, le poids de l'air déplacé est négligeable vis-à-vis de celui du liquide déplacé.

En résumé la loi d'Archimède s'applique aux cas suivants :

1/ Le solide est complètement immergé dans un fluide ;



2/ Il flotte à la surface libre d'un liquide ;

3/ Il flotte à la surface de séparation horizontale de deux liquides.

Remarque : si le solide est plaqué au fond du récipient le théorème ne s'applique pas.

I.2.8.5 Equilibre d'un corps immergé

Trois corps solides de densités différentes, immergés dans un liquide en équilibre sont soumis à deux forces verticales et de sens contraires ; le poids et la poussée d'Archimède. On suppose que les corps sont homogènes. Dans ce cas, le centre de gravité et le centre de poussée se confondent.

Trois cas peuvent se présenter (Fig-28-) :

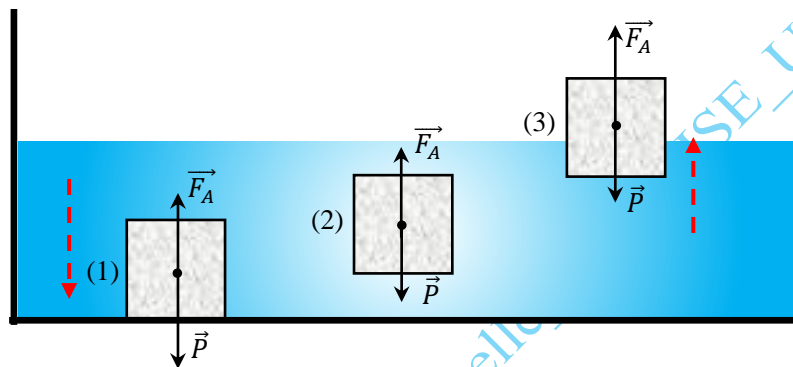


Fig-I.28-

1/ Si le poids du solide est supérieur à la poussée d'Archimède, le corps va se couler.

$$Poids > F_A \Rightarrow \rho_{corps} V g > \rho_{liq} V g \Rightarrow \rho_{corps} > \rho_{liq}$$

2/ Dans un cas assez rare, où le poids du solide est égal à celui du liquide déplacé, le corps immergé est alors **en équilibre** ; exemple d'un œuf plongé dans de l'eau légèrement salée ^[3].

$$Poids = F_A \Rightarrow \rho_{corps} = \rho_{liq}$$

3/ Si le poids du solide est inférieur à la poussée, le corps remonte et vient flotter à la surface (nous étudierons dans la suite cet équilibre).

$$Poids < F_A \Rightarrow \rho_{corps} < \rho_{liq}$$

^[3] La quantité du sel dépend de la fraîcheur de l'œuf.

I.2.8.6 Corps flottants

Lorsqu'un solide flotte à la surface d'un liquide, il est soumis à deux forces qui se font équilibre : son poids \vec{P} et la poussée \vec{F}_A .

La règle est donc simple :

❖ Quand un solide lesté ^[4] flotte à la surface d'un liquide (Fig-I.29-), **le poids du liquide déplacé est égal au poids du solide.**

On peut illustrer et vérifier cette règle par une expérience simple et qui semble assez curieuse ;

En mettant un glaçon dans un récipient rempli d'eau (Fig-I.30-), on s'attend à ce que la glace fonde, le récipient déborde ; il n'en est rien. En effet, le poids de l'eau de fusion, égal à celui du glaçon, est exactement égal au poids de l'eau déplacée par celui-ci : cela entraîne l'égalité des masses :

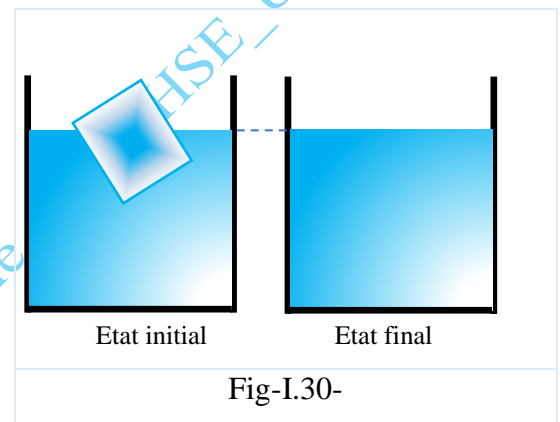


Fig-I.30-

$$Poids_{eau\ de\ fusion} = Poids_{glaçon} = Poids_{eau\ déplacé}$$

L'équilibre d'un corps solide qui flotte sur un liquide est toujours stable si le centre de gravité est au-dessous du centre de poussée. Mais un navire (Fig-I.31-) est construit de telle sorte que sa stabilité est assurée, même si G est au-dessus du C : quand il s'incline, C se déplace et le navire est soumis à un couple, formé de \vec{F}_A et \vec{P} , qui tend à le redresser.

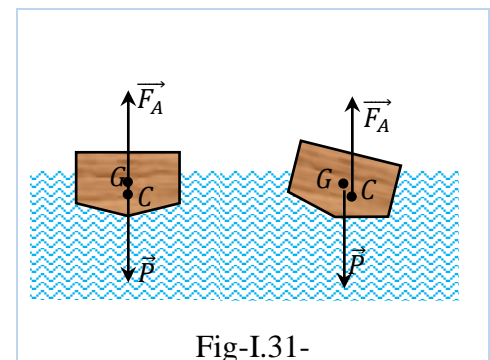


Fig-I.31-

* G en dessous de C : Stabilité accrue, le corps tend à revenir à sa position droite après une perturbation.

* G au-dessus de C : Instabilité, risque élevé de chavirement.

^[4] Le corps solide représenté ici est lesté, de sorte que son centre de gravité G est au-dessous du centre de poussée.

➤ Les bateaux sont construits tels que le poids de l'eau déplacée (et donc la poussée d'Archimède) est supérieur au poids du bateau. Bien qu'un bateau est construit de matériaux lourds (fer [$\rho = 7860 \text{ kg/m}^3$],... ..), donc à masse volumique élevée, sa **masse volumique moyenne** est inférieure à celle de l'eau. En effet, il faut considérer la masse volumique moyenne du bateau, et cette dernière est relativement faible ($< 1000 \text{ kg/m}^3$), comme le bateau contient surtout de l'air ($\rho_{air} = 1,29 \text{ kg/m}^3$).

Démonstration théorique : On va étudier l'équilibre d'un corps solide partiellement immergé dans un fluide quelconque. On écrit le principe fondamental de la statique appliqué au solide (Fig-I.32-), l'équation de la résultante donne :

$$\vec{P} + \vec{F}_A = \vec{0}$$

En équilibre l'équation des moments en O , donne :

$$\sum \vec{M}/_O(\vec{F}_{ext}) = \vec{0}$$

$$\vec{OG} \wedge \vec{P} + \vec{OC} \wedge \vec{F}_A = \vec{0}$$

Ce qui donne : $\vec{P} \wedge (\vec{OG} - \vec{OC}) = \vec{P} \wedge \vec{CG} = \vec{0}$

D'où : $\vec{CG} \parallel \vec{P}$

❖ Donc pour qu'un corps partiellement immergé dans un fluide soit en **équilibre** il faut que le centre de gravité de la partie immergée (centre de poussée) soit sur **la verticale** du centre de gravité G du corps.

Application 1 : On immerge complètement dans de la glycérine ($\rho_{Gly} = 1260 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$) un flacon dont le volume est de 50 cm^3 . Quelle est l'intensité de la poussée d'Archimède qu'il subit ?

Réponse :

- L'intensité de la poussée d'Archimède :

La poussée d'Archimède est égale au poids du volume du liquide déplacé ;

$$F_A = P_{oids_{liq.dépl}} = m_{Gly} \cdot g$$

$$F_A = \rho_{Gly} \cdot V_{corps} \cdot g$$

AN :

$$F_A = 1260 \cdot 50 \cdot 10^{-6} \cdot 9.81$$

D'où :

$$F_A = 0.680 \text{ N}$$

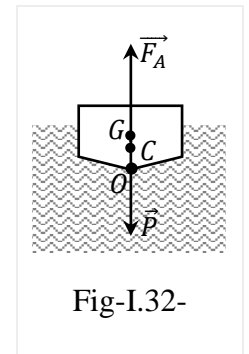


Fig-I.32-



Fig-I.33-

Application 2 :

De la glace de masse volumique $\rho_{gl} = 917 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$ est partiellement immergée dans de l'eau de masse volumique $\rho_{eau} = 1000 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$. Trouver la fraction du volume immergé ?

Réponse :

-La fraction du volume immergé :

La glace est partiellement immergée, cela nous donne une indication primordiale, il va y avoir un équilibre :

$$F_A = \text{Poids}_{\text{corps}}$$

Alors ;

$$\text{Poids}_{\text{eau.dépl}} = \text{Poids}_{\text{glace}}$$

Tel que :

$$m_{\text{eau.dépl}} \cdot g = m_{\text{glace}} \cdot g$$

$$\rho_{\text{eau}} \cdot V_i \cdot g = \rho_{\text{glace}} \cdot V_T \cdot g$$

D'où :

$$V_i = \frac{\rho_{\text{glace}}}{\rho_{\text{eau}}} \cdot V_T, \text{ AN: } V_i = 0.917 V_T \text{ ou encore } \frac{V_i}{V_T} = 0.917$$

- La partie immergée d'un glaçon dans l'eau représente 92% du corps, et la partie émergée (ou l'eau) représente que 8% du glaçon.

I.3 Prévention des risques

Indispensable pour protéger les personnes et les biens et limiter la dégradation des matériels et des équipements, les risques soient présents si on dépasse les normes :

- Le risque d'utiliser les manomètres mécaniques réside dans le concept d'être endommagé si on respecte pas la capacité maximale de la pression indiquée sur l'afficheur ;
- Pour limiter les risques liés aux réservoirs de stockages ; l'étude de la solidité des parois soit indispensable pour que ces dernières résistent aux forces hydrostatiques, en éloignant le risque de rupture du bac de stockage.
- Les risques liés aux barrages : les barrages doivent être bien étudiés ;
 - _ Coté géologie : choix du sol.
 - _ Coté génie civil : calcul des contraintes du béton pour mieux résister aux pressions exercées par l'eau, ou autres : séisme, glissement de terrain
 - _ Coté maintenance : nettoyage et entretien.
 - _ Coté sécurité : surveillance et suivie pour éviter les débordements par moyen de vidange.

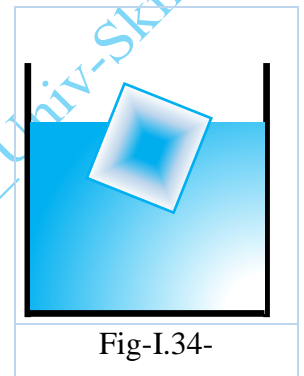


Fig-I.34-

- Les principaux facteurs influençant le risque de chavirement d'un navire sont liés à sa conception, à son chargement et à sa construction.

_La forme de la coque et sa stabilité: Une coque large et une répartition judicieuse des masses à bord contribuent à une meilleure stabilité. Cependant, la hauteur du centre de gravité, c'est-à-dire le point d'équilibre du navire, joue également un rôle essentiel.

_Le chargement: Une répartition inégale du poids à bord peut déplacer le centre de gravité, rendant le navire plus instable, surtout par mauvais temps ou lors de manœuvres brusques.

_La compartimentation: La division du navire en compartiments étanches est une mesure de sécurité essentielle. En cas d'inondation, cette compartimentation limite la perte de flottabilité et réduit le risque de chavirement.

- Les risques liés au chavirement d'un navire :

_ Une coque large offre une plus grande surface de flottaison et augmente la stabilité.

_ La répartition de la charge est cruciale pour maintenir un équilibre stable, un chargement mal réparti peut entraîner un déséquilibre et augmente le risque de chavirement.

_ Pour renforcer encore la sécurité d'un navire des cavités d'air doivent être placées au fond partagées en compartiment pour une meilleur flottaison et si le navire a été heurté par un roché seulement un compartiment qui sera endommagé.

I.4 Exercices à résoudre

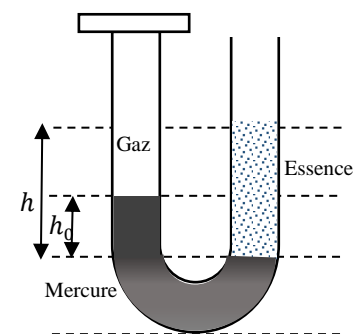
Exercice n° 1 : Soit un tube en U fermé à une extrémité qui contient deux liquides non miscibles.

- Le 1^{er} fluide s'agit de l'essence de masse volumique $\rho_{essence}$;
- Le 2^{ème}, c'est du mercure de masse volumique $\rho_{mercure}$;
- La branche fermée emprisonne un gaz à une pression P_{gaz} qu'on cherche à calculer.

1/ trouver l'expression du $P_{gaz\ eff} = f(\rho_{essence}, \rho_{mercure}, h, h_0, g)$.

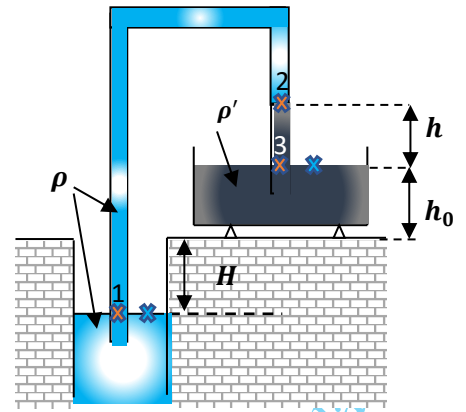
Réponse :

$$P_{gaz\ eff} = \rho_{essence}gh - \rho_{mercure}gh_0$$



Exercice n° 2 :

Pour mesurer la profondeur H d'une nappe d'eau souterraine, on utilise le dispositif ci-contre, qui utilise du mercure de masse volumique ρ'

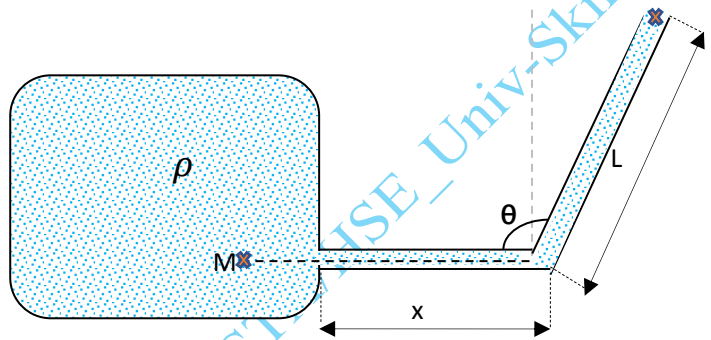


- Exprimer H en fonction de $H = f(\rho, \rho', h, h_0)$.

Réponse : $H = \left(\frac{\rho'}{\rho} - 1\right) h - h_0$

Exercice n° 3:

Trouver l'expression de la pression $P_{M(eff)}$ au niveau du point M ;

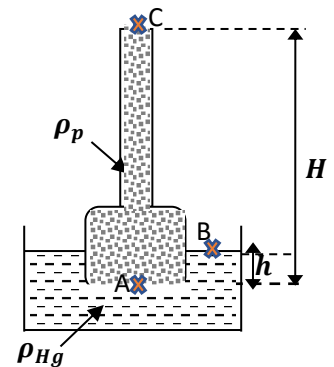


$P_{M(eff)} = f(\rho, g, L, \theta)$.

Réponse : $P_{M(eff)} = P_M - P_{atm} = \rho g L \cdot \sin(\pi - \theta)$

Exercice n° 4 :

Une cuvette contient du mercure ρ_{Hg} , on plonge dans la cuvette un tube cylindrique vertical présentant une variation de section brusque, ce tube est rempli de pétrole ρ_p .

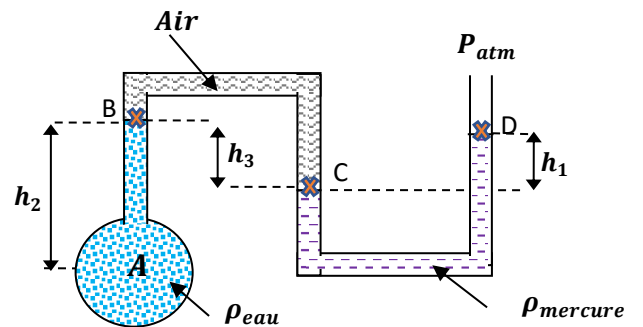


-Quelle relation existe-t-il entre H et h ?

Réponse : $\frac{H}{h} = \frac{\rho_{Hg}}{\rho_p}$

Exercice n° 5 :

On considère un tube rempli de plusieurs fluides, les masses volumiques des différents fluides sont indiquées sur la figure.



- Exprimer la pression $P_{A(eff)}$.

Réponse :

$P_A - P_{atm} = P_{A(eff)} = \rho_{eau} g h_2 + \rho_{Hg} g h_1$

Exercice n° 6 :

Une écluse comporte une vanne circulaire de rayon R , de centre O , situé à une hauteur h du fond du bassin.

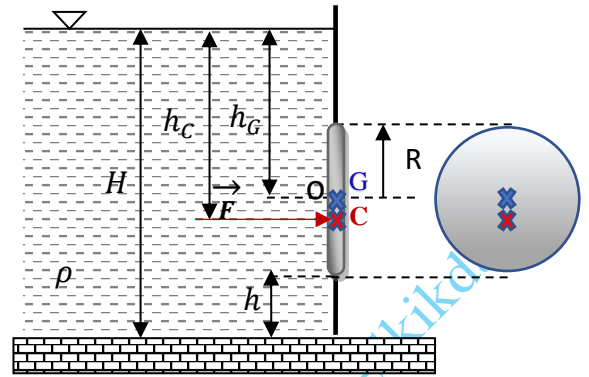
La profondeur du liquide de masse volumique ρ est H .

1/ Exprimer la résultante des forces de pression sur la vanne.

2/ Déterminer la position du centre de poussée, on donne

$$I_G = \frac{\pi.R^4}{4}$$

Réponse : 1/ $F = \rho g(H - h - R)\pi.R^2$, 2/ $h_C = (H - h - R) + \frac{R^2}{4(H-h-R)}$



Exercice n° 7 :

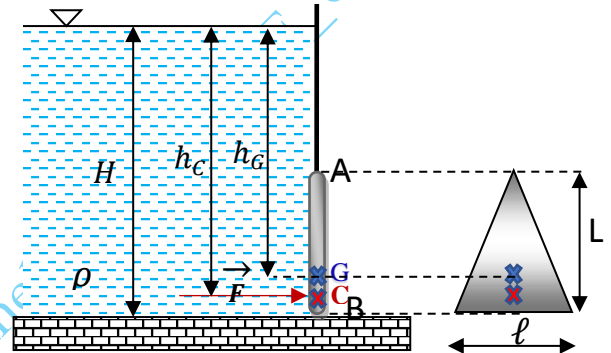
Un réservoir d'eau est muni d'une vanne de vidange en forme de porte triangulaire.

1/ Exprimer la résultante des forces de pression sur cette porte.

2/ Déterminer la position du centre de poussée.

On donne $I_G = \frac{x.y^3}{36}$

Réponse : 1/ $F_{eau} = \frac{1}{2}\rho_{eau}gl.L(H - \frac{L}{3})$, 2/ $h_C = H - \frac{L}{3} + \frac{L^2}{18(H-\frac{L}{3})}$



Exercice n° 8 :

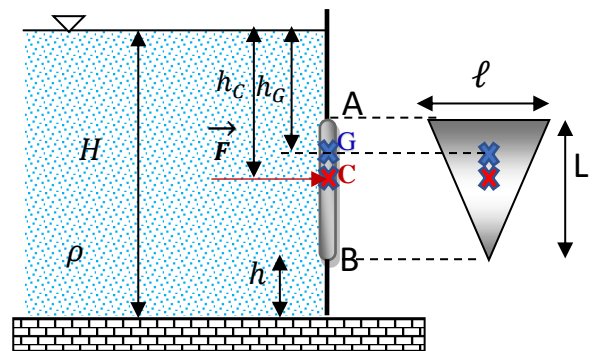
Une écluse comporte une vanne triangulaire, situé à une hauteur h du fond du bassin. H est la profondeur du liquide de masse volumique ρ .

1/ Exprimer et calculer la résultante des forces de pression sur l'écluse.

2/ Déterminer la position du centre de poussée.

On donne $I_G = \frac{x.y^3}{36}$

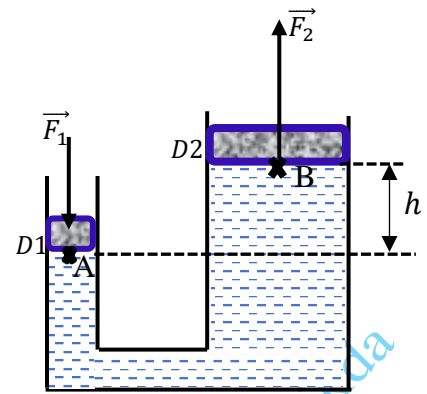
Réponse : 1/ $F_{eau} = \frac{1}{2}\rho gl.L(H - h - \frac{2}{3}L)$, 2/ $h_C = H - h - \frac{2}{3}L + \frac{L^2}{18(H-h-\frac{2}{3}L)}$



Exercice n° 9 :

Un cric hydraulique formé de deux pistons de diamètres D_1 et D_2 , sous l'effet d'une action sur le piston (1) l'huile ρ_{huile} agit sur le piston (2) ;

- 1/- Déterminer la relation entre P_A et P_B ;
- 2/- Donner l'expression qui relie F_1, F_2, D_1, D_2 .



Réponse : $\frac{F_1}{F_2} = \frac{D_1^2}{D_2^2}$

I.4.1 Exercices supplémentaires

Exercice n°1

A quelle profondeur, dans un lac, la pression est-elle 5 fois plus grande qu'à la surface, où elle vaut $10^5 Pa$. On donne :

$\rho_{eau} = 10^3 kg \cdot m^{-3}, g = 9.81 m \cdot s^{-2}$.

Exercice n°2

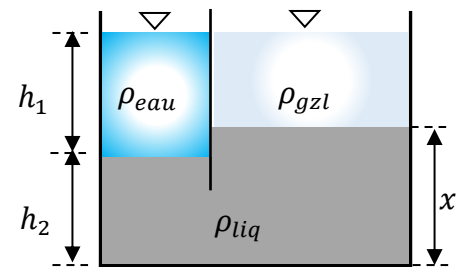
Dans un réservoir, les surfaces libres de l'eau et de la gazoline ayant le même niveau.

- Quelle est la hauteur x du côté droit du troisième liquide.

On donne :

$h_1 = 1.5m, h_2 = 1m$

$\rho_{eau} = 10^3 kg \cdot m^{-3}, \rho_{gasoline} = 845 kg \cdot m^{-3}, \rho_{liq} = 1600 kg \cdot m^{-3}, g = 9.81 m \cdot s^{-2}$.



Exercice n°3

Un réservoir fermé contenant trois fluides .

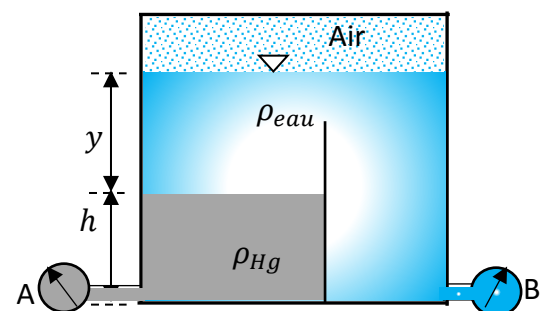
1/ Calculer la hauteur y de l'eau si le manomètre A indique une valeur, $P_{A(manomètre)} = 350 kPa$.

2/ Déterminer la valeur de la pression indiquée sur le manomètre B.

Données :

$P_{air(eff)} = 180 kPa, h = 80cm, \rho_{eau} = 10^3 kg \cdot m^{-3}, \rho_{Hg} = 13600 kg \cdot m^{-3},$

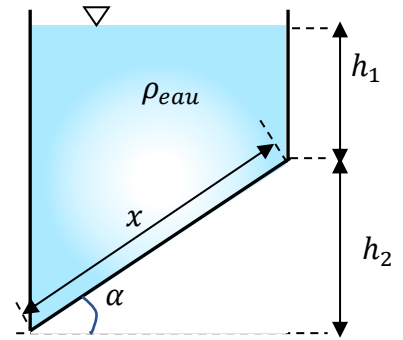
$g = 9.81 m \cdot s^{-2}, P_{atm} = 10^5 Pa$



Exercice n°4

Le fond rectangulaire d'un réservoir contenant de l'eau est incliné d'un angle α , la surface de base ayant une longueur x et une largeur L .

- 1/ Exprimer et calculer la force hydrostatique exercée sur le fond.
- 2/ Déterminer l'ordonnée du centre de poussée.



On donne : $I_G = \frac{x \cdot y^3}{12}$

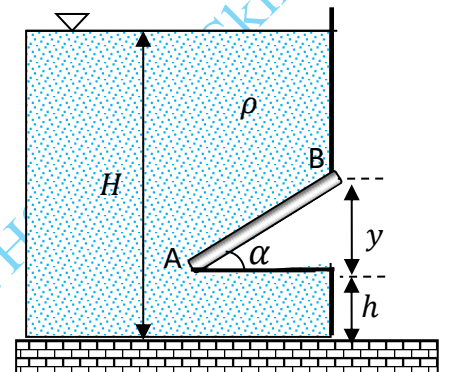
Exercice n°5 :

Un réservoir d'eau possède une ouverture carrée au fond, mesurant $\overline{AB} = L$ de côté. Cette ouverture sert à vider l'eau du réservoir.

- 1/ Exprimer la résultante des forces de pression sur la porte.

$$F = f(\rho, g, H, h, L, \alpha).$$

- 2/ Déterminer la position du centre de poussée. on donne $I_G = \frac{x \cdot y^3}{12}$

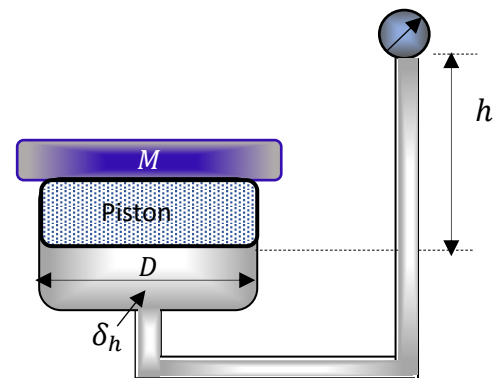


Exercice n°6

Le cylindre et les conduits de la figure ci-contre contiennent de l'huile de densité $\delta_h = 0.902$. Pour une lecture manométrique de 2.20 kgf/cm^2 , quel est le poids total du piston et de la masse M .

Données :

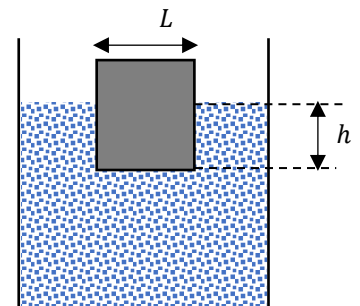
$$D = 1.8 \text{ m}, h = 1.8 \text{ m}, g = 9.81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}, P_{atm} = 10^5 \text{ Pa}$$



Exercice n°7 :

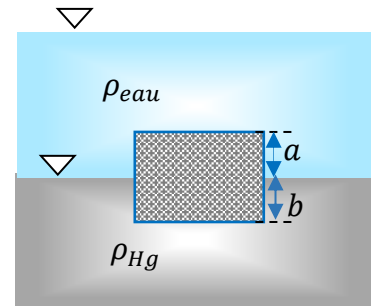
Un cube en acier de côté L de masse volumique $\rho_{acier} = 7800 \text{ kg/m}^3$, flotte sur du mercure $\rho_{Hg} = 13600 \text{ kg/m}^3$.

- Déterminer la hauteur h immergée.



Exercice n°8

Un corps solide flotte au niveau de la surface de séparation de deux fluides non miscibles. Quel est le rapport entre les distances a et b correspondantes à cette condition.

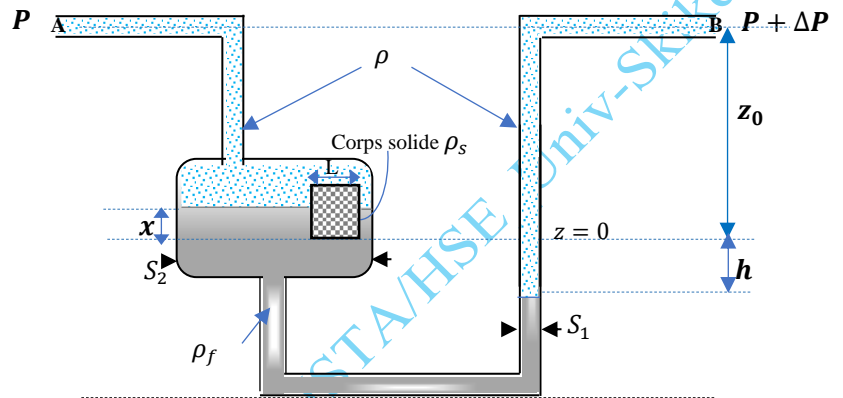


Données :

$$\rho_{eau} = 10^3 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}, \delta_{solide} = 7.85, \delta_{Hg} = 13.56.$$

Exercice n°9 (examen 2021) :

Deux prises de pression sont situées à la même altitude, dans des récipients contenant le même fluide de masse volumique ρ . Pour mesurer la différence de pression ΔP entre ces deux points A et B on utilise le dispositif représenté ci-contre, qui utilise un second fluide de masse volumique ρ_f .



On prend comme altitude $z = 0$, le niveau de l'interface des deux liquides lorsque $\Delta P = 0$.

1/- Trouver $\Delta P = f(h, \rho, \rho_f, S_1, S_2)$.

2/- On établit les forces de flottabilités induites sur le cube de masse volumique ρ_s , déduire la masse volumique du fluide $\rho_f = f(L, h, \rho, \rho_s, S_1, S_2)$.

Exercice n°10 (examen 2022) :

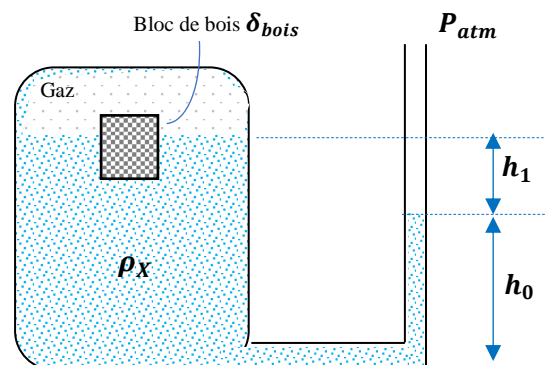
Un bloc de bois flotte sur un liquide X , on se reportera à la figure ci-contre. 75% de son volume est immergé dans ce liquide.

- 1/ Estimer la valeur de la masse volumique du liquide ρ_x
- 2/ En déduire la valeur de la pression effective du Gaz emprisonné dans le réservoir.

Données :

$$\rho_{eau} = 10^3 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}, \delta_{bois} = 0.6, \quad h_0 = 70 \text{ cm}, \quad h_1 = 40 \text{ cm}$$

$$g = 9.81 \text{ N} \cdot \text{kg}^{-1}.$$



Exercice n°11 (examen 2023)

En se reportant à la figure ci-contre, le point A est à 53cm de la surface du liquide, de densité $\delta_{liq} = 1.25$ contenu dans le récipient.

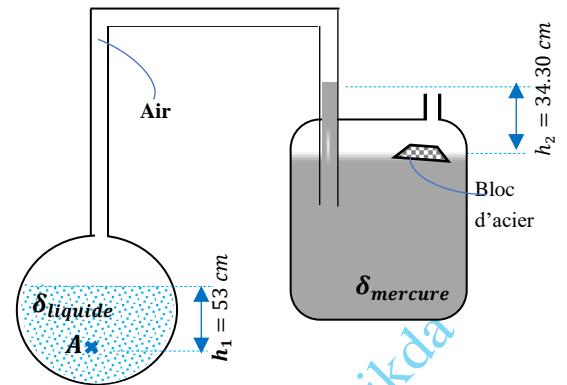
1/ Quelle est la pression effective en A si le mercure s'élève de 34.30cm dans le tube.

2/Le volume V_1 non immergé (or l'eau) du bloc d'acier est de 8000cm^3 :

- a/ Déterminer le volume V_2 immergé (dans l'eau) de l'acier ;
- b/ Comment expliquer le fait que l'acier flotte dans du liquide.

On donne :

$$\rho_{eau} = 10^3 \text{kg.m}^{-3}, \rho_{acier} = 7850 \text{kg.m}^{-3}, \delta_{mercure} = 13.6, g = 9.81 \text{N.kg}^{-1}.$$

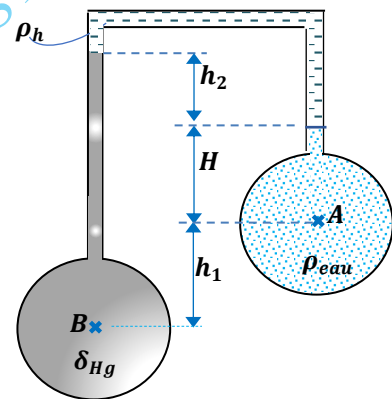


Exercice n°12 (examen 2024)

Pour le manomètre inversé présenté sur la figure ci-contre, quelle sera la valeur de la hauteur H si la différence de pression $P_B - P_A = 97\text{kPa}$.

On donne :

$$h_1 = 35\text{cm}, h_2 = 18\text{cm}, \rho_{eau} = 10^3 \text{kg.m}^{-3}, \rho_{huile} = 827 \text{kg.m}^{-3}, \delta_{Hg} = 13.6, g = 9.81 \text{N.kg}^{-1}.$$



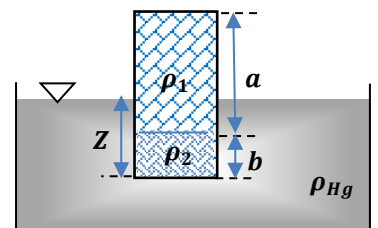
Exercice n°13 (examen 2024)

Un solide hétérogène de forme parallélépipédique rectangle de section S et de hauteur $(a + b)$, flotte sur du mercure de masse volumique $\rho_{Hg} = 13600 \text{kg.m}^{-3}$, la partie supérieure est en zinc ($\rho_1 = 7130 \text{kg.m}^{-3}$) et la partie inférieure est en platine ($\rho_2 = 21450 \text{kg.m}^{-3}$).

- Déterminer la hauteur Z de la partie immergée du corps.

On donne :

$$a = 1.2 \text{ m}, \quad b = 0.3 \text{ m}$$



CHAPITRE II HYDRODYNAMIQUE

II.1 Introduction

Ce chapitre est consacré à étudier la dynamique des fluides. Dans un premier temps nous détaillons les propriétés physiques des liquides. La compressibilité, la dilatation, l'évaporation et la capacité thermique des fluides seront brièvement abordées. Par la suite, le théorème de Bernoulli pour un fluide parfait et réel, avec et sans la présence d'une machine hydraulique sera largement détaillé, des applications seront adaptées à tous ces phénomènes.

II.2 Propriétés des liquides

II.2.1 Masse volumique

La masse volumique d'un fluide est le rapport de la masse par son volume ;

$$\rho = \frac{m}{V}$$

L'unité utilisée est : kg/m^3

II.2.2 Densité

La densité d est sans dimension et est définie comme la masse volumique du fluide étudié rapportée à la masse volumique du fluide de référence ;

$$\delta = d = \frac{\rho}{\rho_{réf}}$$

- Dans le cas d'un liquide (ou d'un solide) on prendra l'eau comme fluide de référence ;
 $\rho_{eau} = 10^3 \text{ kg/m}^3$
- Dans le cas d'un gaz on prendra l'air comme fluide de référence ; $\rho_{air} \cong 1.25 \text{ kg/m}^3$

L'inverse de la masse volumique par unité de masse est appelé volume spécifique (ou volume massique) et est défini par :

$$v = \frac{1}{\rho}$$

L'unité utilisée est $m^3 \cdot kg^{-1}$

II.2.3 Viscosité

La viscosité peut être définie comme l'ensemble des phénomènes de résistance au mouvement d'un fluide pour un écoulement, elle caractérise donc les frottements internes ou intermoléculaires à l'intérieur du fluide. La viscosité diminue la liberté d'écoulement du fluide et dissipe son énergie. La propriété inverse est la fluidité.



Fig-II.1-

L'effet de la viscosité d'un fluide sur son mouvement est montré par la figure ci-dessus, qui compare le profil de la vitesse u de l'écoulement visqueux avec celui de l'écoulement parfait.

Newton a montré que la contrainte tangentielle τ (contrainte de cisaillement) dans un fluide qui est produite par la viscosité est proportionnelle au gradient de vitesse :

$$\tau = \frac{F}{S} = \mu \frac{du}{dy}$$

Le facteur de proportionnalité μ (lire mu) est appelé **viscosité dynamique** du fluide, elle caractérise l'aptitude des couches de fluide à glisser les unes sur les autres. Dans un fluide visqueux la vitesse dépend de la distance y normale à la paroi. La contrainte représente ainsi le rapport entre la force de frottement et la surface.

$$D'où [\tau] = N \cdot m^{-2}$$

Les unités de la viscosité dynamique sont :

$$[\mu] = Pa \cdot s = Pl = kg \cdot m^{-1} \cdot s^{-1}$$

$$1 \text{ Poise} = 0.1Pl$$

On définit un autre coefficient de viscosité appelé **viscosité cinématique** ν (lire nu) qui est égale à :

$$\nu = \frac{\mu}{\rho}$$

Cette viscosité est déterminée, pour les liquides, en mesurant à une température donnée la durée d'écoulement d'un volume connu de liquide à travers un appareil comportant un orifice (tube capillaire) de dimensions normalisées s'exprime en :

$$[\nu] = m^2 \cdot s^{-1}$$

$$1 \text{ Stokes} = 10^{-4} m^2 \cdot s^{-1}$$

Application :

Le profil de vitesse d'un écoulement de fluide sur une plaque plane est représenté par une parabole : $u = 2y^2 + 3y$, si la masse volumique du fluide $\rho = 823 \text{ kg} \cdot m^{-3}$ et sa viscosité cinématique $\nu = 2 \cdot 10^{-2} \text{ St}$.

- Déterminer la contrainte de cisaillement à la paroi pour cet écoulement.

Réponse :

La contrainte de cisaillement :

$$\tau = \mu \frac{du}{dy}$$

$$\frac{du}{dy} = 4y + 3$$

$$\mu = \nu \cdot \rho$$

$$\tau_{(y=0)} = \mu(4y + 3)_{(y=0)} = 3 \cdot \nu \cdot \rho = 3 \cdot 2 \cdot 10^{-6} \cdot 823 = 4938 \cdot 10^{-6} \text{ N} \cdot \text{m}^{-2}$$

II.3 Compressibilité et dilatation thermique

La **compressibilité** d'un fluide caractérise la variation de son volume sous l'effet d'une variation de pression. Cette propriété est caractérisée par un coefficient de compressibilité ou par un coefficient d'élasticité. Pour les gaz parfaits on définit l'équation d'état qui est une relation entre la pression, la température et la masse volumique :

$$PV = mRT$$

Ou encore ;

$$P = \rho RT$$

D'où : m étant la masse du gaz, et R c'est une constante spécifique pour chaque gaz.

L'équation d'état $f(P, V, T) = 0$, la forme différentielle de ces grandeurs physiques est comme suit :

$$T = f(P, V)$$

$$dT = \left(\frac{\partial T}{\partial P}\right)_V dP + \left(\frac{\partial T}{\partial V}\right)_P dV$$

$$V = g(P, T)$$

$$dV = \left(\frac{\partial V}{\partial P}\right)_T dP + \left(\frac{\partial V}{\partial T}\right)_P dT$$

$$P = h(V, T)$$

$$dP = \left(\frac{\partial P}{\partial V}\right)_T dV + \left(\frac{\partial P}{\partial T}\right)_V dT$$

Désignons par α , β et χ_T les coefficients thermoélastiques qui se présentent comme suit ;

- Coefficient de compressibilité isotherme que l'on note le plus souvent χ_T est défini par la relation :

$$\chi_T = -\frac{1}{V} \left(\frac{\partial V}{\partial P} \right)_T$$

Ou encore en fonction de la masse volumique :

$$\chi_T = \frac{1}{\rho} \left(\frac{\partial \rho}{\partial P} \right)_T$$

Le coefficient de compressibilité isotherme est égal à l'inverse du module d'élasticité isostatique du milieu, généralement noté K , aussi appelé module d'incompressibilité :

- Module d'élasticité isostatique (module d'incompressibilité) K est défini par :

$$K = \frac{1}{\chi_T} = -V \left(\frac{\partial P}{\partial V} \right)_T$$

- Coefficient de compression isochore :

$$\beta = \frac{1}{P} \left(\frac{\partial P}{\partial T} \right)_V$$

β est également lié au coefficient de compressibilité isotherme par la relation : $\alpha = P\beta\chi_T$

Tel que :

$$\alpha = \frac{1}{V} \left(\frac{\partial V}{\partial T} \right)_P$$

- α est le coefficient de dilation isobare.

La dilatation thermique alors est une propriété qui caractérise la variation du volume d'un fluide sous l'effet de la variation de la température et elle est définie par le coefficient de dilatation thermique α .

Le coefficient de compressibilité isotherme χ_T entre dans la forme différentielle du volume d'un mélange :

$$dV = \left(\frac{\partial V}{\partial P} \right)_T dP + \left(\frac{\partial V}{\partial T} \right)_P dT$$

D'où :

$$\frac{dV}{V} = -\chi_T dP + \alpha dT$$

Ou encore la forme différentielle de la pression :

$$dP = \left(\frac{\partial P}{\partial V} \right)_T dV + \left(\frac{\partial P}{\partial T} \right)_V dT$$

Tel que :

$$\frac{dP}{P} = -\xi dV + \beta dT$$

Avec ξ est le coefficient de la variation relative de pression en fonction du volume à température constante.

$$\xi = -\frac{1}{P} \left(\frac{\partial P}{\partial V} \right)_T$$

La relation entre les coefficients thermoélastiques d'après l'identité de Reech ;

$$\left(\frac{\partial P}{\partial V} \right)_T \cdot \left(\frac{\partial V}{\partial T} \right)_P \cdot \left(\frac{\partial T}{\partial P} \right)_V = -1$$

Application : Cas d'un gaz parfait

$$PV = mRT$$

Où m et T sont constantes, en différentiant cette équation, on obtient :

$$PdV + VdP = 0$$

$$dV = -\frac{V}{P} dP$$

Soit encore :

$$\left(\frac{\partial V}{\partial P} \right)_T = -\frac{V}{P}$$

Et enfin

$$\chi_T = -\frac{1}{V} \left(\frac{\partial V}{\partial P} \right)_T = \frac{1}{P}$$

II.4 Capacité d'évaporation

L'évaporation est un passage progressif de l'état liquide à l'état gazeux. Ce phénomène est donc une vaporisation graduelle qui a pour effet d'absorber de l'énergie thermique et donc de réduire la température du milieu étudié.

II.4.1 Capacité thermique et enthalpie de changement d'état

La capacité thermique (anciennement appelée capacité calorifique) d'un corps (solide ou fluide), est une grandeur qui mesure la chaleur qu'il faut lui transférer pour augmenter sa température d'un kelvin (1K). Inversement, elle permet de quantifier la possibilité qu'a ce corps d'absorber ou de restituer de la chaleur au cours d'une transformation pendant laquelle sa température varie.

La capacité thermique massique (anciennement appelée chaleur massique ou chaleur spécifique), c'est l'énergie (le nombre de Joule) qu'il faut fournir à un corps pour élever sa température d'un kelvin, et pour 1 kg de ce corps. Une grande capacité thermique signifie qu'une grande quantité d'énergie peut être stockée, moyennant une augmentation relativement faible de la température.

- Lorsque deux corps de température différentes sont en présence, il se produit entre eux un échange d'énergie, appelé transfert thermique Fig-II.2-.

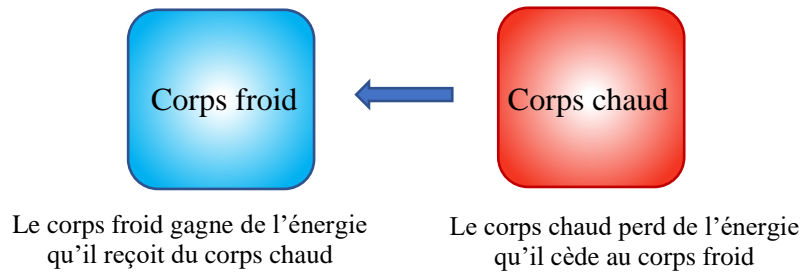


Fig-II.2 -

Ce transfert thermique peut avoir deux conséquences :

- Une variation de la température des corps ;
- Et/ou un changement d'état physique.

❖ **Energie thermique -cas d'une variation de température- :**

La masse du corps connue	La masse du corps inconnue
Capacité thermique massique "c" $Q = m \cdot c \cdot \Delta T$	Capacité thermique "C" $Q = C \cdot \Delta T$
Q : chaleur en Joules (J)	Q : chaleur en Joules (J)
m : masse du corps en (kg)	m : masse du corps en (kg)
c : capacité thermique massique en $J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$ ou en $J \cdot kg^{-1} \cdot ^\circ C^{-1}$	C : capacité thermique en $J \cdot K^{-1}$ ou en $J \cdot ^\circ C^{-1}$
ΔT : variation de température en K ou en $^\circ C$	ΔT : variation de température en K ou en $^\circ C$
$\Delta T = T_f - T_i$	$\Delta T = T_f - T_i$

Tableau-II.1-

❖ **Energie thermique -cas d'un changement d'état- :**

A pression constante, les changements d'états des corps purs se font à température cte Fig-II.3- . L'énergie de changement d'état est l'énergie qu'il faut apporter ou retirer par transfert thermique à un corps pour effectuer ce changement :

$$Q = m \cdot L$$

Q : chaleur en Joules (J)

m : masse du corps en (kg)

L : chaleur latente massique de changement d'état en $J \cdot kg^{-1}$.

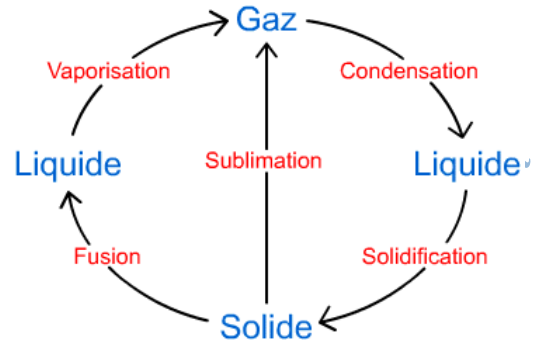


Fig-II.3-

Application 1 :

Etude de l'évolution de la température et des changements d'états éventuels pour que l'eau passe de son état solide (glace) à l'état gazeux (vapeur d'eau) Fig-II.4-. L'objectif ici est de déterminer la quantité de chaleur totale à apporter pour ces évolutions :

Données :

- Capacité thermique massique de la glace $c_{glace} = 2090J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$
- Capacité thermique massique de l'eau $c_{eau} = 4186J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$
- Capacité thermique massique de l'eau vapeur $c_{eau\ vapeur} = 2010J \cdot kg^{-1}K^{-1}$
- Chaleur latente de fusion de la glace $L_{fusion} = 333000J \cdot kg^{-1}$
- Chaleur latente de vaporisation $L_{vaporisation} = 2.3 \cdot 10^6J \cdot kg^{-1}$

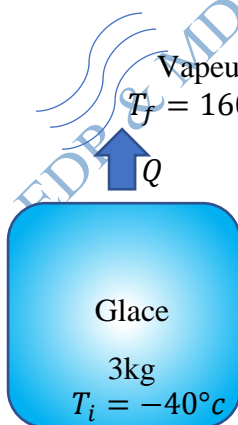


Fig-II.4-

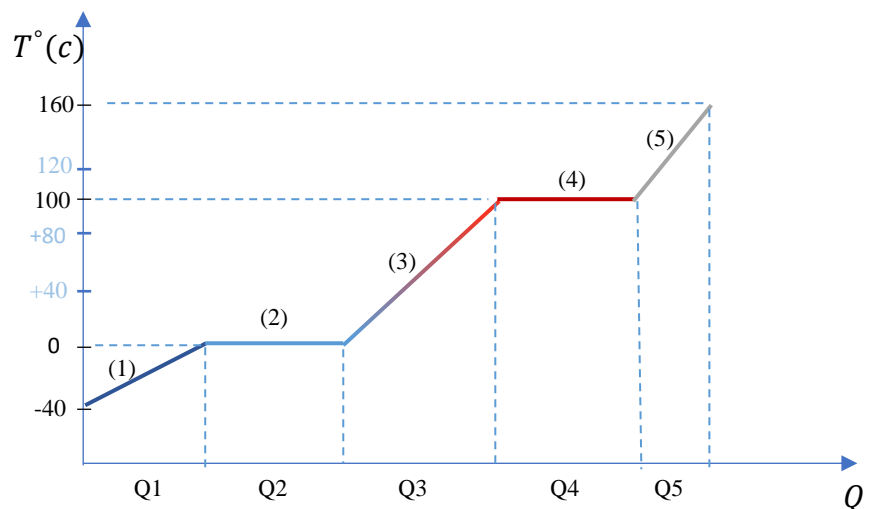


Fig-II.5-

Réponse :

La figure -5- présente l'évolution de l'eau de l'état solide à l'état gazeux :

$$\begin{aligned} \text{Etat (1) : réchauffer la glace} &\xrightarrow{\text{variation de } ^\circ T} Q_1 = m \cdot c_{\text{glace}} \cdot \Delta T \\ &= 3 \cdot 2090 \cdot (0 - (-40)) = 2.5 \cdot 10^5 J \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Etat (2) : fusion de la glace} &\xrightarrow{\text{changement d'état}} Q_2 = m \cdot L_{\text{fusion}} \\ &= 3 \cdot 333000 = 1.0 \cdot 10^6 J \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Etat (3) : élévation de la température} &\xrightarrow{\text{variation de } ^\circ T} Q_3 = m \cdot c_{\text{eau}} \cdot \Delta T \\ &= 3 \cdot 4186 \cdot (100 - 0) = 1.3 \cdot 10^6 J \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Etat (4) : vaporisation de l'eau} &\xrightarrow{\text{changement d'état}} Q_4 = m \cdot L_{\text{vaporisation}} \\ &= 3 \cdot 2.3 \cdot 10^6 = 1.0 \cdot 10^6 J \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Etat (5) : élévation de la température} &\xrightarrow{\text{variation de } ^\circ T} Q_5 = m \cdot c_{\text{eau vapeur}} \cdot \Delta T \\ &= 3 \cdot 2010 \cdot (160 - 100) = 3.6 \cdot 10^5 J \end{aligned}$$

$$Q_T = \sum_{i=1}^5 Q_i = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 = \dots$$

Application 2 :

Etude de l'évolution de la température et des changements d'états éventuels d'un système contenu dans **un calorimètre** ^[5] : dispositif clos et adiabatique, à pression ambiante (supposée constante). L'objectif ici est de déterminer une capacité thermique, une enthalpie de changement d'état ou une température finale d'un composé du système étudié ;

[5] Le **calorimètre** est un appareil destiné à mesurer les échanges de **chaleur** (énergie calorifique, du latin *calor* signifiant chaleur). Cet échange peut se produire entre plusieurs corps, mettre en jeu des **changements d'état** ou des **réactions chimiques**. Le calorimètre constitue un **système thermodynamique isolé**, ce qui implique qu'il n'y a pas d'échange de matière et d'énergie (travail ou chaleur) avec le milieu extérieur. Néanmoins, cela ne signifie pas qu'il n'y a pas des transferts de chaleur entre les différentes parties de l'ensemble calorimétrique (composés objets de l'étude, accessoires et paroi du calorimètre...).

Un calorimètre de capacité thermique $C = 150\text{J} \cdot ^\circ\text{C}^{-1}$ contient une masse $m_1 = 200\text{g}$ d'eau à la température $T = 70^\circ\text{C}$, on y place un glaçon fondant de masse $m_2 = 80\text{g}$ à la température de fusion $T_{fusion} = 0^\circ\text{C}$.

- Déterminer T_{finale} en considérant que le glaçon a totalement fondu et que le système est isolé.

Données :

- Capacité thermique massique de l'eau $c_{eau} = 4186\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$
- Chaleur latente de fusion de la glace $L_{fusion} = 333000\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}$

Réponse :

Détermination du système d'étude :

$\{\underbrace{\text{calorimètre}}_{S1}, \underbrace{\text{eau}}_{S1}, \underbrace{\text{glaçon}}_{S3}\} \rightarrow$ Systèmes isolés

$$S1 : Q_1 = C \cdot \Delta T = C(T_f - T_i) \xrightarrow{\text{variation de température}} Q_1 < 0$$

$$S2 : Q_2 = m_1 \cdot c_{eau} \cdot \Delta T = m_1 \cdot c_{eau} \cdot (T_f - T_i) \xrightarrow{\text{variation de température}} Q_2 < 0$$

$$S3 : Q_{3a} = m_2 \cdot L_{fusion}, Q_{3b} = m_2 \cdot c_{eau} \cdot (T_f - T_{fusion})$$

$$(\text{eau solide}) \xrightarrow[\text{changement d'état}]{Q_{3a} > 0} (\text{eau liquide}) \xrightarrow[\text{variation de } T]{Q_{3b} > 0} (\text{eau liquide})$$

Le système est isolé:

$$Q_1 + Q_2 + Q_{3a} + Q_{3b} = 0$$

$$\Rightarrow T_f = \frac{T_i \cdot (C + m_1 \cdot c_{eau}) - m_2 \cdot L_{fusion}}{C + c_{eau}(m_1 + m_2)}$$

$$T_f = 32^\circ\text{C} = 305\text{K}$$

II.5 Etude du mouvement permanent

L'écoulement d'un fluide est dit **permanent** si le champ des vecteurs vitesse des particules fluides est constant dans le temps. Notons cependant que cela ne veut pas dire que le champ des vecteurs vitesse est uniforme dans l'espace.

L'écoulement est **uniforme** si la vitesse des particules de fluide est la même en tout point de l'écoulement (même direction, même intensité et même sens en chaque point).

Les **lignes de courant** sont des lignes imaginaires de l'écoulement indiquant la direction du mouvement du fluide. Elles sont tangentes en chaque point aux vecteur-vitesses des particules du fluide.

Un tube, dont les génératrices sont constituées par les lignes de courant, est appelé **tube de courant** Fig-II.6-.

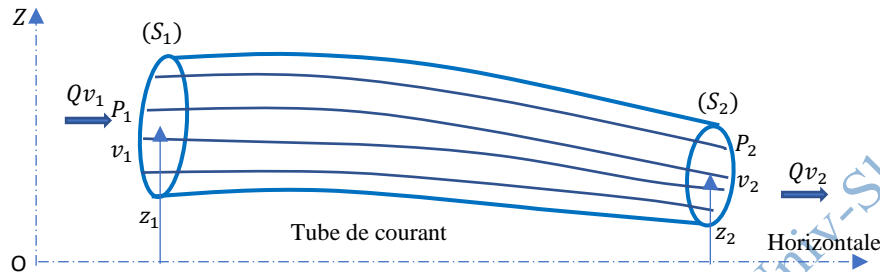


Fig-II.6-

II.5.1 Loi de conservation du débit (continuité)

En écoulement permanent, la masse de fluide traversant l'ensemble des sections droites ou transversales d'un tube de courant par unité de temps reste la même.

Débit en masse ou débit massique :

$$Q_m = Q_{m1} = \rho \cdot S_1 \cdot v_1 = Q_{m2} = \rho \cdot S_2 \cdot v_2$$

$$[Q_m] = kg \cdot S^{-1}$$

Autrement dit, le débit est constant (le débit volumique à l'entrée Q_{v1} est égal au débit à la sortie Q_{v2}):

$$Q_v = Q_{v1} = S_1 \cdot v_1 = Q_{v2} = S_2 \cdot v_2$$

$$[Q_v] = m^3 \cdot S^{-1}$$

ρ est la masse volumique du fluide ; S_1 et S_2 les sections d'entrée et de sortie ; v_1 et v_2 les vitesses moyennes d'écoulement à l'entrée et à la sortie.

Application :

Un réservoir plein est alimenté par les canalisations (1) et (2) ; la vidange est assurée par la conduite (3). Il y a continuité du débit entre les (3) canalisations.

Canalisation	Diamètre (mm)	ρ ($kg \cdot m^{-3}$)	v ($m \cdot S^{-1}$)
entrée 1	100	700	5
entrée 2	80	700	$v_2 ?$
sortie 3	120	700	8

Tableau-II.2-

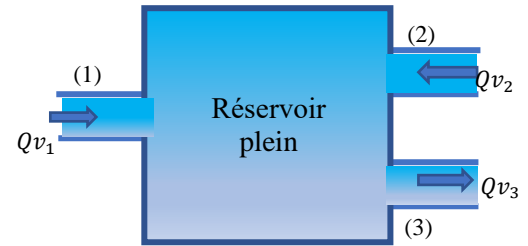


Fig-II.7-

Déterminons les débits et la vitesse d'entrée v_2 .

Réponse : $Q_{v1} = 0.03927 m^3 \cdot S^{-1}$, $Q_{v2} = 0.0512 m^3 \cdot S^{-1}$, $Q_{v3} = 0.09047 m^3 \cdot S^{-1}$
 $Q_{m1} = 27.489 kg \cdot S^{-1}$, $Q_{m2} = 35.84 kg \cdot S^{-1}$, $Q_{m3} = 63.329 kg \cdot S^{-1}$,
 $v_2 = 10.2 m/S$.

II.5.2 Théorème de Bernoulli

L'équation de Bernoulli peut être considérée comme un principe de **conservation d'énergie** adapté aux fluides en mouvement. Ce principe relie la vitesse d'un fluide et sa pression en un point donné.

II.5.2.1 Cas d'un écoulement sans échange de travail

Pour un écoulement **incompressible**, d'un fluide **parfait**, et sur une même ligne de courant, l'équation de Bernoulli traduit en fait le bilan de l'énergie le long d'une ligne de courant :

$E_c = \frac{1}{2} \cdot m \cdot v^2 = \frac{v^2}{2}$ est l'énergie cinétique (énergie cinétique d'une masse de fluide égale à 1 kg);

$E_z = m \cdot g \cdot z = g \cdot z$ est l'énergie potentielle de gravité ;

$E_p = \frac{P}{\rho}$ est l'énergie due au travail des forces de pression.

➤ La somme des pressions et des énergies mécaniques est constante tout le long du tube de courant ;

La loi de bilan s'écrit donc :

$$E_c + E_z + E_p = \text{constante}$$

Soit

Les différentes formes de l'équation de Bernoulli sont présentées respectivement ci-dessous en forme d'énergie, en forme de pression et en forme de hauteur ;

Pour 1 kg de fluide :

$$\begin{cases} \frac{P}{\rho} + \frac{v^2}{2} + gz = cte & ; [J \cdot kg^{-1}] \\ P + \rho \frac{v^2}{2} + \rho gz = cte & ; [Pa] \\ \frac{P}{\rho g} + \frac{v^2}{2g} + z = cte & ; [m] \end{cases}$$

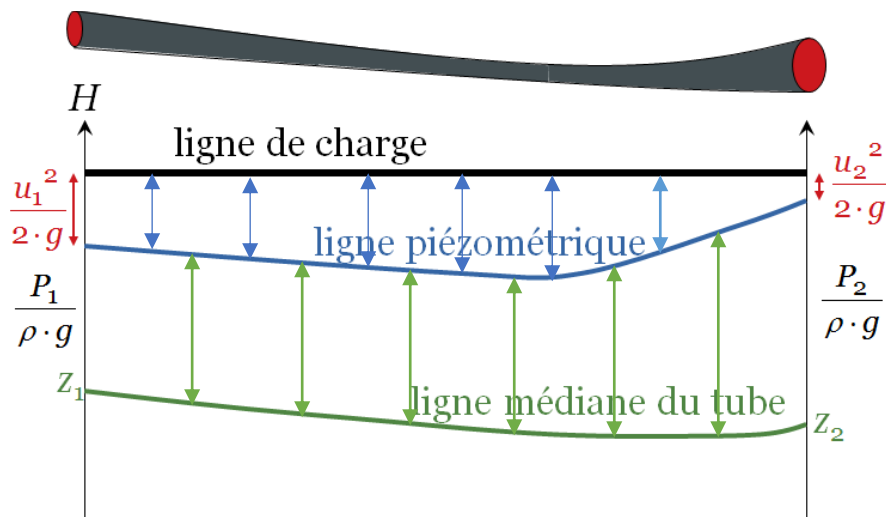


Fig-II.8- Diagramme manométrique pour un fluide parfait ^[6].

P : Pression statique

ρgz : Pression hydrostatique

$\frac{v^2}{2g}$: Pression dynamique

$P + \rho \frac{v^2}{2} + \rho gz$: Pression totale

$P + \rho gz$: Pression piézométrique

^[6] Johanne BONNIN et al. Hydraulique pour le génie des procédés.

Application :

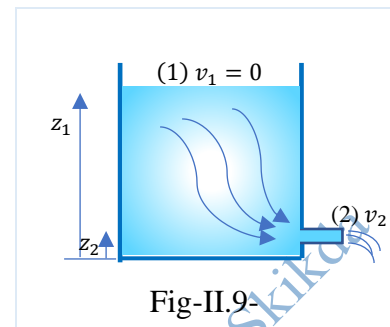
- **Écoulement d'un liquide contenu dans un réservoir-Théorème de Torricelli**

Considérons un réservoir muni d'un petit orifice à sa base, de section S et une ligne de courant partant de la surface au point (1) et arrivant à l'orifice au point (2). En appliquant le théorème de Bernoulli entre les points (1) et (2) ;

$$P_1 + \rho g z_1 + \frac{1}{2} \rho v_1^2 = P_2 + \rho g z_2 + \frac{1}{2} \rho v_2^2$$

Or $P_1 = P_2 = P_{atm}$ et $S_1 \gg S_2 \Rightarrow v_1 \ll v_2$ d'où $v_2 = \sqrt{2g\Delta z}$

La vitesse d'écoulement est la même que la vitesse de chute libre entre la surface libre et l'orifice, quelle que soit la masse volumique du liquide.



- **Phénomène de Venturi**

Un conduit de section principale S_A subit un

étranglement en B où sa section est S_B . La vitesse d'un fluide augmente dans l'étranglement, donc sa pression y diminue : $v_B > v_A$ et $P_B < P_A$

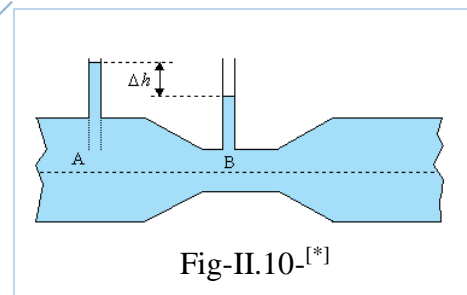
Le théorème de Bernoulli s'écrit ici :

$$P_A + \frac{1}{2} \rho v_A^2 = P_B + \frac{1}{2} \rho v_B^2$$

D'après l'équation de continuité, $v_B S_B = v_A S_A = Q_v$ et $v_B > v_A$ donc $P_A > P_B$

$$P_A - P_B = \frac{1}{2} \rho \left(\frac{1}{S_B^2} - \frac{1}{S_A^2} \right) Q_v^2 = k Q_v^2$$

La différence de pression aux bornes aux extrémités du tube de Venturi est proportionnelle au carré du débit ; application à la mesure des débits (organes déprimogènes). On peut citer aussi la trompe à eau, le pulvérisateur.



- **Tube de Pitot**

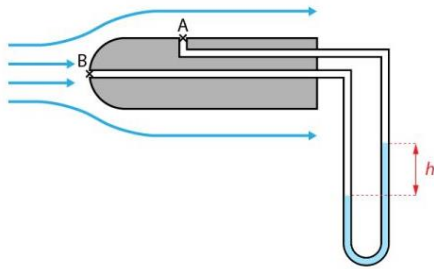


Fig-II.11-Tube de Pitot [7], [*]

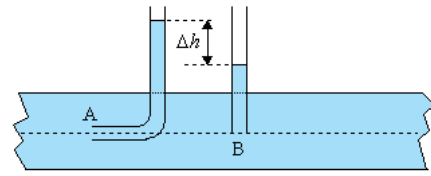


Fig-II.12-[*]

On considère un liquide en écoulement permanent dans une canalisation et deux tubes plongeant dans le liquide Fig-12-, l'un débouchant en A face au courant, et l'autre en B est le long des lignes de courant, les deux extrémités étant à la même hauteur. Au point B, le liquide a la même vitesse v que dans la canalisation et la pression est la même que celle du liquide $P_B = P$.

En A, point d'arrêt, la vitesse est nulle et la pression est P_A .

D'après le théorème de Bernoulli :

$$P_B + \frac{1}{2}\rho v^2 = P_A - \frac{1}{2}\rho v^2 = \rho g \Delta h$$

$$\Rightarrow v = \sqrt{2g\Delta h}$$

En mesurant la dénivellation Δh du liquide dans les deux tubes, on peut en déduire la vitesse v d'écoulement du fluide.

II.5.2.2 Cas d'un écoulement avec échange de travail

Lorsque le fluide traverse une machine hydraulique, il échange de l'énergie avec cette machine sous forme de travail Δw pendant une durée Δt . La puissance \mathcal{P} échangée est : $\mathcal{P} = \frac{\Delta w}{\Delta t}$

Unités : \mathcal{P} en watt (W), w en joule (J), t en seconde (s).

[7] Un **tube de Pitot** est l'un des éléments d'un système de mesure de vitesse des fluides, et est constitué de deux tubes coudés concentriques dont les orifices, en communication avec le fluide dont on veut mesurer la vitesse.

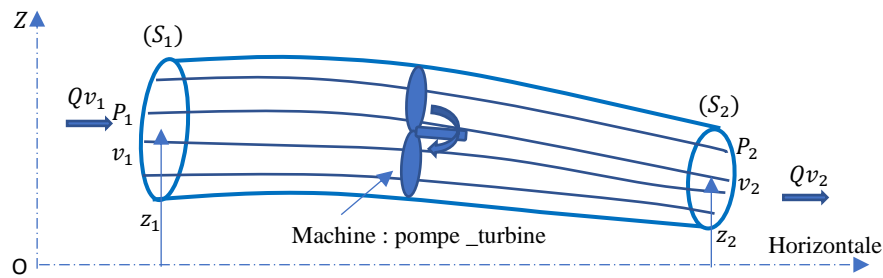


Fig-II.13-

- $\mathcal{P} > 0$ si l'énergie est reçue par le fluide (exp : pompe) ;
- $\mathcal{P} < 0$ si l'énergie est fournie par le fluide (exp : turbine).

Avec la présence d'une machine le principe de conservation de l'énergie n'est plus valable : $P + \rho \frac{v^2}{2} + \rho g z \neq cte$

Si le débit volumique est Q_V , la relation de Bernoulli pour $1kg$ de fluide s'écrit alors :

$$\frac{P_1}{\rho} + g z_1 + \frac{1}{2} v_1^2 + \underbrace{\frac{\mathcal{P}}{\rho Q_V}}_{w_{1-2}} = \frac{P_2}{\rho} + g z_2 + \frac{1}{2} v_2^2$$

Ou encore :

$$\frac{1}{2} (v_2^2 - v_1^2) + g (z_2 - z_1) + \frac{(P_2 - P_1)}{\rho} = w_{1-2}$$

Tel que : $\frac{\mathcal{P}}{\rho Q_V}$ est le travail w_{1-2} échangé entre la machine et le fluide en J/kg .

❖ Une machine hydraulique est caractérisée par une puissance nette \mathcal{P}_{net} échangée avec le fluide, une puissance sur l'arbre \mathcal{P}_a et un certain rendement η . Cette machine peut être soit **une pompe** soit **une turbine** ;

➤ **La pompe** convertit l'énergie mécanique en une énergie hydraulique (cinétique). La puissance $\mathcal{P}_{entrée}$ de la pompe est celle de l'arbre de la pompe, et est égale à la puissance absorbée ou consommée par la pompe pour nous donner la puissance nette.

$$\mathcal{P}_{entrée} = \mathcal{P}_{arbre} = \mathcal{P}_{absorbée}$$

La puissance \mathcal{P}_{sortie} de la pompe est la puissance hydraulique fournie par la pompe pour refouler l'eau, elle est donc attribuée au fluide pour le déplacer d'un point (1) vers un point (2), donc c'est la puissance utile ou dite puissance nette.

$$\mathcal{P}_{sortie} = \mathcal{P}_{nette} = \mathcal{P}_{utile}$$

Dans le cas de la pompe le rendement est donné par l'expression suivante :

$$\eta = \frac{\mathcal{P}_{sortie}}{\mathcal{P}_{entrée}} = \frac{\mathcal{P}_{nette}}{\mathcal{P}_{arbre}}$$

➤ **La turbine** convertit l'énergie hydraulique (cinétique) en une énergie électrique.

La puissance $P_{entrée}$ de la turbine est la puissance hydraulique utile donnée pour la turbine, et est égale à la puissance nette.

$$P_{entrée} = P_{nette}$$

La puissance P_{sortie} de la turbine est la puissance absorbée par l'arbre de l'alternateur et délivrée dans la suite à son environnement.

$$P_{sortie} = P_{arbre}$$

Dans le cas d'une turbine le rendement est donné par l'expression suivante :

$$\eta = \frac{P_{sortie}}{P_{entrée}} = \frac{P_{arbre}}{P_{nette}}$$

Application 1 :

Pour alimenter un réservoir d'une habitation à partir d'un puits et à travers une conduite de diamètre d , on utilise l'installation ci-contre. Les pertes de charge dans les conduites sont estimées à $110 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1}$.

1/- Déterminer le débit volumique de la pompe si la vitesse de l'écoulement $v = 5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$.

2/- Quel doit être le rendement de la pompe si sa puissance absorbée est 6720.9 W .

On donne :

$$H = 18 \text{ m}, h_0 = 12 \text{ m}, d = 6 \text{ cm}$$

$$\rho_{eau} = 10^3 \text{ kg/m}^3, g = 9.81 \text{ N} \cdot \text{kg}^{-1}$$

Réponse :

1/ Le débit volumique Q_V :

$$Q_V = v \cdot S = v \cdot \pi \cdot \left(\frac{d}{2}\right)^2 = 5 \cdot \pi \cdot \left(\frac{6 \times 10^{-2}}{2}\right)^2 = 14.13 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$$

2/ Le rendement de la pompe η_{pompe} ?

$$\eta_{pompe} = \frac{P_{sortie}}{P_{entrée}} = \frac{P_{utile}}{P_{arbre(absorbé)}}$$

La puissance utile de la pompe :

D'après le théorème de Bernoulli pour un fluide réel avec échange de travail :

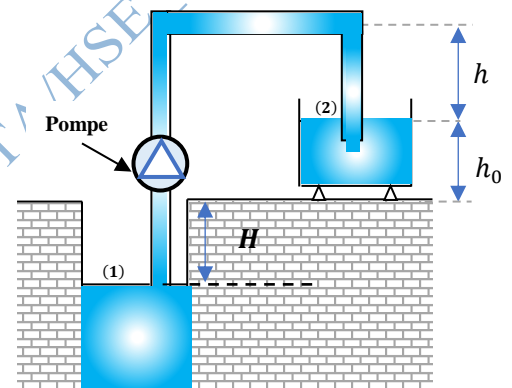


Fig-II.14-

$$\frac{P_1}{\rho_e} + gz_1 + \frac{v_1^2}{2} + \frac{P_{utile}}{\underbrace{\rho_e Q_V}_{w_{1-2}}} - Pertes = \frac{P_2}{\rho_e} + gz_2 + \frac{v_2^2}{2}$$

Or $P_1 = P_2 = P_{atm}$ et $S_1 \gg, S_2 \gg \Rightarrow v_1 \cong 0, v_2 \cong 0$

d'où

$$P_{utile} = \rho_e \cdot Q_V [pertes + g(z_2 - z_1)]$$

$$P_{utile} = \rho_e \cdot Q_V [pertes + g(H + h_0)]$$

$$P_{utile} = 10^3 \cdot 14.13 \times 10^{-3} [110 + 9.81(18 + 12)]$$

$$P_{utile} = 5712.76 \text{ Watt} \Rightarrow \eta_{pompe} = \frac{P_{utile}}{P_{arbre(absorbé)}} = \frac{5712.76}{6720.9} = 0.85$$

Application 2 :

Une conduite cylindrique amène l'eau d'un barrage dans une turbine. On branche à la sortie de la turbine une canalisation évacuant l'eau vers un lac. Si le débit massique traversant la turbine est Q_m ;

1/- Déterminer la puissance utile P_u développée dans la turbine.

2/- Calculer la puissance récupérée sur l'arbre de la turbine si son rendement global est $\eta = 70\%$.

On donne :

$$z_1 - z_2 = 35m, Q_m = 175 \text{ kg/s},$$

$$\rho_{eau} = 10^3 \text{ kg/m}^3, g = 9.81 \text{ m/s}^2.$$

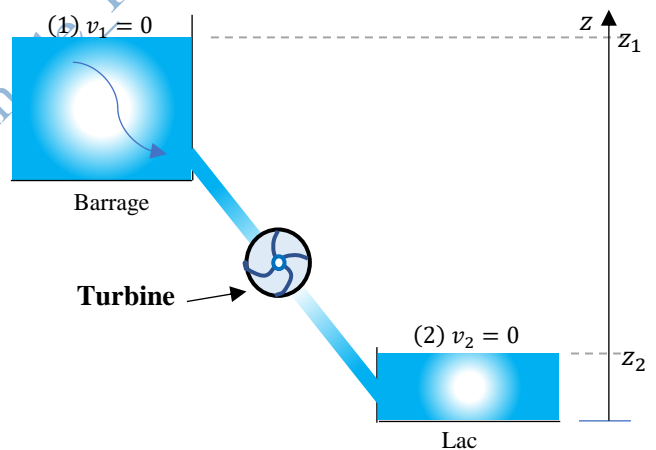


Fig-II.15-

Réponse :

1/La puissance utile de la turbine :

Bernoulli avec **échange de travail** :

$$\frac{P_1}{\rho_e} + gz_1 + \frac{1}{2}v_1^2 + \frac{P_{utile}}{\underbrace{\rho_e Q_V}_{w_{1-2}}} = \frac{P_2}{\rho_e} + gz_2 + \frac{1}{2}v_2^2$$

Or $P_1 = P_2 = P_{atm}$ et $S_1 \gg, S_2 \gg \Rightarrow v_1 \cong 0, v_2 \cong 0$

d'où

$$P_u = \rho_e \cdot Q_V [g(z_2 - z_1)]$$

$$P_u = Q_m \cdot g[z_2 - z_1]$$

$$P_u = 175 \cdot 9.81 \cdot [-35] = -60086.25 \text{ Watt} \cong -60 \text{ kW}$$

2/ la puissance récupérée sur l'arbre de la turbine :

$$\eta_{\text{turbine}} = \frac{P_{\text{sortie}}}{P_{\text{entrée}}} = \frac{P_{\text{arbre}}}{P_u}$$

$$\Rightarrow P_{\text{arbre}} = \eta_{\text{turbine}} \cdot P_u = 0.7 \cdot -60086.25 = -42 \text{ kW}$$

La puissance de la turbine est toujours **négative** puisqu'elle reçoit l'énergie de la part de l'eau.

II.5.3 Régime d'écoulement

II.5.3.1 Régime laminaire

Il se produit dans le cas de fluides suffisamment visqueux, avec une vitesse moyenne faible et dans une canalisation de faibles dimensions. Les lignes de courants des particules de fluide restent parallèles à la paroi. La vitesse des particules qui succèdent en un point de l'écoulement est immuable au cours du temps.

II.5.3.2 Régime turbulent

Le plus fréquent sur le plan industriel : la vitesse des particules de fluide qui se succèdent en un point de l'écoulement, plus élevée que précédemment, varie au cours du temps. Cependant, la vitesse moyenne de ces particules est indépendante du temps.

II.5.3.3 Nombre de Reynolds

Le nombre de Reynolds Re est un nombre sans dimension qui permet de faire la différence entre un écoulement laminaire et un écoulement turbulent.

$$Re = \frac{vd}{\nu} = \frac{\rho vd}{\mu}$$

ν : vitesse moyenne du fluide

d : diamètre de la canalisation

μ : viscosité dynamique du fluide $\nu = \frac{\mu}{\rho}$

$Re < 2000$: écoulement **laminaire**

$2000 < Re < 3000$: écoulement **incertain** (transitoire)

$Re > 3000$: écoulement **turbulent**

Remarque : pour les calculs, on peut prendre $Re = 2300$ comme valeur limite ($Re < 2300$: écoulement laminaire ; si $Re > 2300$: écoulement turbulent).

➤ Dans le cas des canalisations non circulaires, prendre :

$$d = d_H = \frac{4S}{p}$$

Tel que :

d_H : diamètre hydraulique

S : aire de la section d'écoulement

p : périmètre mouillé

Application :

Déterminons le nombre de Reynolds d'un écoulement d'essence ($\mu = 2.9 \cdot 10^{-4} Pa.s$, $\rho = 680 kg/m^3$) circulant à la vitesse de $10 cm.s^{-1}$ dans une conduite de $5mm$ de diamètre.

Réponse :

$$Re = \frac{\rho v d}{\mu} = 1172$$

⇒ l'écoulement est laminaire.

II.5.4 Pertes de charges

II.5.4.1 Pertes de charges linéaires (régulières)

Les pertes de charges linéaires résultent du frottement exercé entre le fluide et la surface intérieure de la canalisation. Pour l'écoulement laminaire ou turbulent (voir partie suivante) dans une conduite de diamètre d .

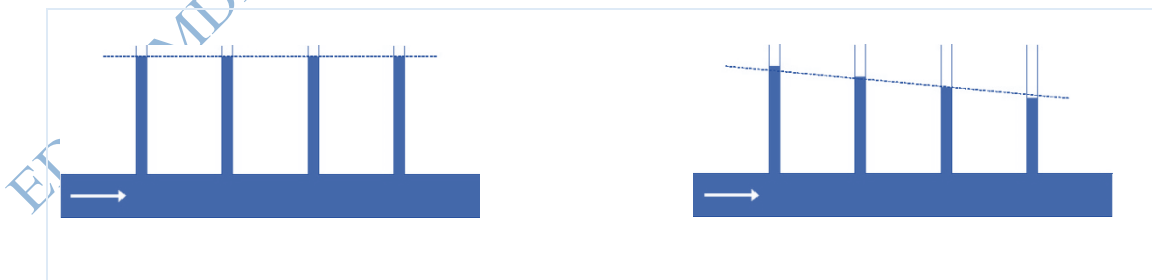


Fig-II.16- (a)- ligne de charge _fluide parfait, (b)- ligne de charge _ fluide réel ^[*].

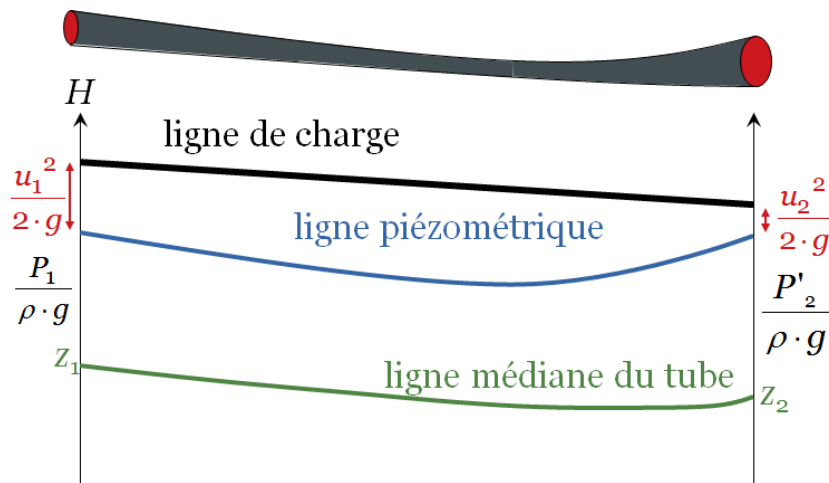


Fig-II.17- Diagramme manométrique pour un fluide réel [6].

Les pertes de charge **linéaires** sont déterminées par les relations :

$$\Delta P_L = \rho \frac{\lambda L v^2}{2d} \quad ; [Pa] \quad \left\| \quad \frac{\Delta P_L}{\rho} = \frac{\lambda L v^2}{2d} \quad ; [J/kg] \quad \left\| \quad \Delta H_L = \frac{\Delta P_L}{\rho g} = \frac{\lambda L v^2}{2gd} \quad ; [m]$$

Elles sont proportionnelles à la longueur L de la conduite et au carré de la vitesse moyenne v du fluide, inversement proportionnelle au diamètre d et fonction de du coefficient de frottement λ entre la conduite et le fluide (λ dépend essentiellement du nombre de Reynolds Re et de la rugosité relative R/d).

En régime laminaire : $\lambda_{laminaire} = \frac{64}{Re}$ (Formule de Poiseuille)

En régime turbulent lisse $2000 < Re < 10^5$:

$$\lambda = 0.316 \cdot Re^{-0.25} \quad (\text{Formule de Blasius})$$

En régime turbulent rugueux $Re > 10^5$:

$$\lambda = 0.79 \cdot \sqrt{\frac{R}{d}} \quad (\text{Formule de Blench})$$

Parfois, on détermine la valeur de λ à partir de l'abaque de Moody.

II.5.4.2 Pertes de charges singulières (locales)

Les pertes de charges singulières sont dues au changement de direction ou bien changement de section, résultent en effet, de la présence de coudes, raccords, branchements, robinets, etc. Tous ces éléments (singularités), installés le long des canalisations, constituent des obstacles qui freinent le passage du fluide et amènent des pertes de charge.

Ces pertes sont déterminées par les relations :

$$\Delta P_s = \rho \frac{kv^2}{2} \quad ; [Pa] \quad \left\| \quad \frac{\Delta P_s}{\rho} = \frac{kv^2}{2} \quad ; [J/kg] \quad \left\| \quad \Delta H_s = \frac{\Delta P_s}{\rho g} = \frac{kv^2}{2g} \quad ; [m]$$

D'où k est le coefficient de pertes de charges singulières.

Application :

De l'huile ayant une viscosité dynamique $\mu = 0.7 \text{ Pl}$ et une masse volumique $\rho = 909 \text{ kg/m}^3$ est pompée par une vitesse de 0.318 m/s d'un point A vers un point L Fig-II.18-.

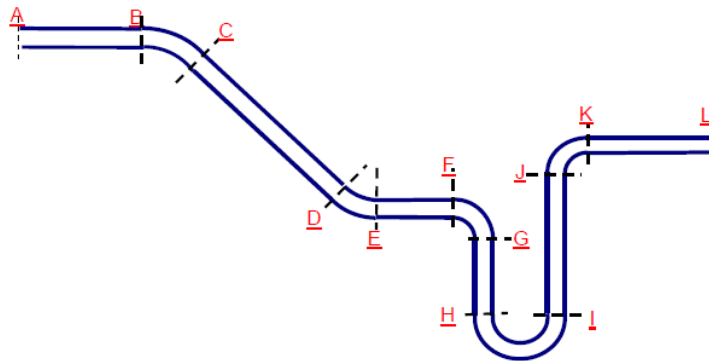


Fig-II.18- Canalisation composée de plusieurs coudes et tronçons ^[8].

Elle circule dans une canalisation de diamètre $d = 0.1 \text{ m}$, formée de six tronçons rectilignes suivants :

$$AB = 6 \text{ m}, CD = 12 \text{ m}, EF = 5 \text{ m}, GH = 4 \text{ m}, IJ = 7 \text{ m}, KL = 8 \text{ m}.$$

La canalisation est équipée de cinq coudes ayant les coefficients de perte de charge suivants :

$$k_{\text{coude } 45^\circ} = 0.19, k_{\text{coude } 90^\circ} = 0.3, k_{\text{coude } 180^\circ} = 0.4$$

- Déterminons les pertes de charges totales entre A et L .

Réponse :

- Les pertes de charges totales :

$$\Delta P_{\text{tot}} = \Delta P_L + \Delta P_s$$

$$\Delta P_L = \rho \frac{\lambda L v^2}{2d}$$

Trouver λ ?

$$Re = \frac{vd}{\nu} = \frac{\rho vd}{\mu} = \frac{909 \cdot 0.318 \cdot 0.1}{0.7} = 41.29 < 2000$$

^[8] Riadh ben Hammouda. "Notions de Mécanique des Fluides". Centre de publication universitaire.

⇒ Le régime est laminaire

En régime laminaire : $\lambda_{laminaire} = \frac{64}{Re}$ (Formule de Poiseuille)

$$\lambda = 1.55, \quad L = 6 + 12 + 5 + 4 + 7 + 8 = 42$$

$$\Delta P_L = 909 \frac{1.55 \cdot 42 \cdot 0.318^2}{2 \cdot 0.1} = 29920.51 Pa$$

$$\Delta P_S = \rho \frac{kv^2}{2}$$

Trouver k ?

$$k_{tot} = 2 \cdot k_{coude 45^\circ} + 2 \cdot k_{coude 90^\circ} + k_{coude 180^\circ}$$

$$\Delta P_S = 909 \frac{(2 \cdot 0.19 + 2 \cdot 0.3 + 0.4) \cdot 0.318^2}{2} = 63.42 Pa$$

$$\Delta P_{tot} = \Delta P_L + \Delta P_S = 29920.51 + 63.42 = 29983.93 Pa$$

II.5.5 Théorème de Bernoulli appliqué à un fluide réel avec échange de travail

Le frottement du fluide sur les parois des canalisations (PDC_L), les obstacles au passage fluide (PDC_S), se traduisent par des pertes d'énergie du fluide. Ces pertes se retranchent de l'énergie dont dispose le fluide à l'entrée de l'écoulement.

La relation de Bernoulli pour 1kg de fluide s'écrit alors :

$$\frac{P_1}{\rho} + gz_1 + \frac{1}{2}v_1^2 + \underbrace{\frac{P}{\rho Q_V}}_{w_{1-2}} - \underbrace{\left(\sum \frac{\lambda L v^2}{2d} + \sum \frac{kv^2}{2} \right)}_{pertes} = \frac{P_2}{\rho} + gz_2 + \frac{1}{2}v_2^2 \quad [J/kg]$$

Tel que :

$\frac{P}{\rho Q_V} = w_{1-2}$: est le travail échangé entre le fluide et la machine hydraulique, en J/kg ;

$\sum \frac{\lambda L v^2}{2d}$: est la somme des pertes de charge linéaires, en J/kg ;

$\sum \frac{kv^2}{2}$: est la somme des pertes de charge singulières, en J/kg .

II.6 Risques liés aux écoulements dans les conduites

Les flux dans les conduites hydrauliques comportent de multiples dangers. La principale cause de ces risques est la pression exercée par le fluide, les contraintes mécaniques sur les conduites et la nature des fluides employés.

Les risques majeurs comprennent :

La défaillance de la conduite peut entraîner des inondations, des blessures et des dommages matériels considérables.

La présence de fuites peut causer des pertes de fluide, une éventuelle pollution et une détérioration des performances du système.

La cavitation entraîne des sons, des vibrations et une dégradation prématurée des éléments.

Le coup de bélier provoque des surpressions qui peuvent causer des dommages aux conduites.

La corrosion a pour effet d'amincir les parois des conduites et d'accroître le danger de rupture.

Plusieurs éléments accroissent ces risques la présence de fluides corrosifs, inflammables ou toxiques accroît le risque et la pression exercée.

II.7 Exercices à résoudre:

Exercice n°1

Déterminer le poids et la viscosité dynamique μ d'un volume $V = 3\text{litres}$ d'huile d'olive, sachant que sa densité est $d = 0.918$, et sa viscosité cinématique ν est de 1.089 stockes .

Données :

$$\rho_{eau} = 10^3 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}, g = 9.81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}.$$

Réponse : poids = 27.016N , $\mu = 0.1\text{Pa} \cdot \text{s}$

Exercice n°2

Reportant nous à la figure ci-contre ; un fluide a une viscosité dynamique de $4.88 \cdot 10^{-3} \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{s}^{-1}$ et une densité de 0.913 .

- Calculer le gradient des vitesses et la contrainte tangentielle à la paroi et aux points situés à 25mm , 50mm , et 75mm de celle-ci ;

On admettant (a) : une distribution de vitesse linéaire; $u_1 = 15y$,

(b) : une distribution de vitesse parabolique ;

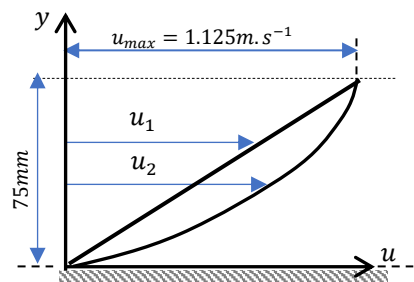
$$u_2 = u_{max} - 200(0.075 - y)^2$$

Réponse :

$$\frac{du_1}{dy} = 15, \quad \tau_1 = 0.073 \text{ N/m}^2$$

$$\frac{du_2}{dy} = 400 \cdot (0.075 - y), \quad \tau_{2(y=0)} = 0.146 \text{ N/m}^2, \quad \tau_{2(y=25 \cdot 10^{-3})} = 0.097 \text{ N/m}^2$$

$$\tau_{2(y=50 \cdot 10^{-3})} = 0.048 \text{ N/m}^2, \quad \tau_{2(y=75 \cdot 10^{-3})} = 0 \text{ N/m}^2$$



Exercice n°3

Calculer les coefficients thermoélastiques α , β et χ_T pour un gaz parfait. On vérifie l'identité de la relation de Reech ;

$$\left(\frac{\partial P}{\partial V}\right)_T \cdot \left(\frac{\partial V}{\partial T}\right)_P \cdot \left(\frac{\partial T}{\partial P}\right)_V = -1$$

Réponse : $\alpha = \frac{1}{T}$, $\beta = \frac{1}{T}$, $\chi_T = \frac{1}{P}$ et $\frac{\alpha}{\chi_T \beta} = P$

Exercice n°4

On possède $M = 1\text{kg}$ de glace dans une enceinte calorifugée fermée par un couvercle coulissant. Cette glace est à -10°C . On nous donne les chaleurs latentes de fusion L_f « passage glace-liquide » et de vaporisation L_v « passage liquide-vapeur » ;

1/ Quelle est la chaleur totale Q_{tot} à apporter pour changer cette glace en eau à 20°C .

2/ On veut obtenir de la vapeur à 150°C sous la pression atmosphérique, quelle chaleur supplémentaire doit-on fournir.

- On donne : $L_f = 333\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$, $L_v = 2.3 \cdot 10^3\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$, $c_{glace} = 2090\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$,
 $c_{eau} = 4186\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$, $c_{eau\ vapeur} = 2010\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$

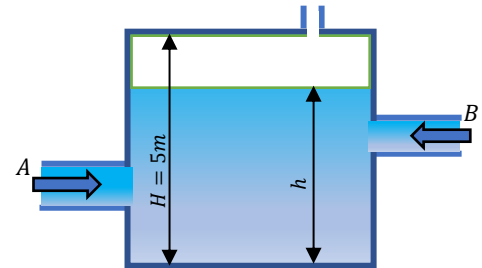
Réponse : 1/ $Q_{tot} = 458.4\text{kJ}$, 2/ $Q_s = 2.8\text{MJ}$

Exercice n°5

Deux canalisations A et B de diamètres $D_A = 140\text{mm}$ et $D_B = 80\text{mm}$, figure ci-contre, alimentent un réservoir parallélépipédique ($2 \times 3 \times 5\text{m}$). La vitesse du fluide en A est de $0.62\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$, celle en B de $0.5\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$.

1/ Déterminer la vitesse de montée v_h de l'eau dans le réservoir.

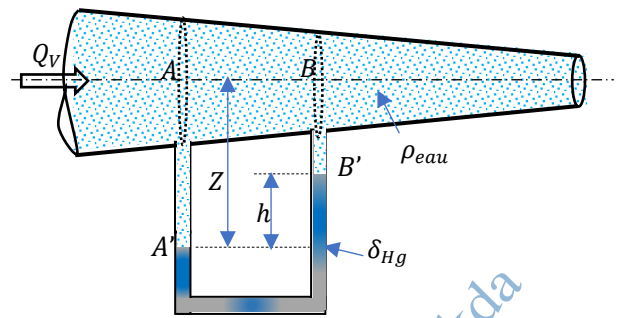
2/ Quel est le temps de remplissage depuis $h = 0$.



Réponse : 1/ $v_h = 0.002\text{m/s}$, 2/ $t = 2500\text{s}$

Exercice n°6

Un manomètre différentiel est fixé entre deux sections A et B d'un tuyau horizontal où s'écoule l'eau, (figure ci-contre). La dénivellation du mercure dans le manomètre est h , on se reportera à la figure ci-contre ;



1/ Déterminer la différence de pression $P_A - P_B$.

2/ Déterminer la valeur du débit Q_v .

On donne :

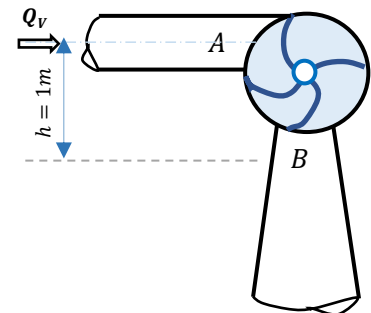
$$h = 0.60m, S_B = \frac{2}{3} S_A = 200cm^2$$

$$\rho_{eau} = 1000kg.m^{-3}, \delta_{Hg} = 13.56, g = 9.81N.kg^{-1}.$$

Réponse : 1/ $P_A - P_B = 73928.16Pa$, 2/ $Q_v = S_A \cdot \left(\frac{8}{5} gh(\delta_{Hg} - 1)\right)^{1/2} = 0.326m^3/s$

Exercice n°7

De l'eau circule dans la turbine de la figure ci- contre à la vitesse de $0.22m^3/s$ et les pressions effectives en A et en B sont respectivement de $1.50kgf/cm^2$ et de $-0.35kgf/cm^2$.



- Calculer la puissance fournie par l'eau à la turbine.

Données :

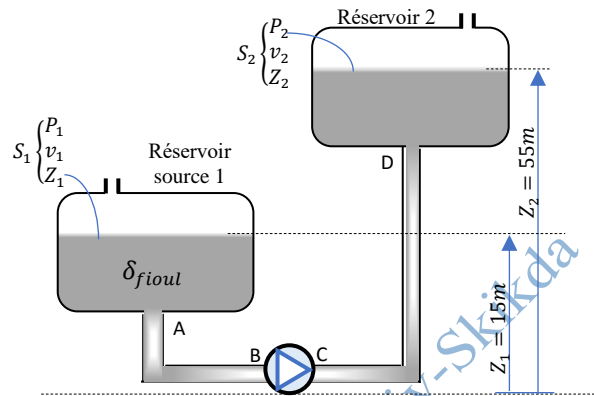
$$\rho_{eau} = 10^3kg.m^{-3}, g = 9.81N.kg^{-1}, D_A = 30cm, D_B = 60m.$$

Réponse :

$$P_{utile} = Q_v \left[P_{Beff} - P_{Aeff} - \rho gh + \frac{16\rho Q_v^2}{2\pi^2} \left(\frac{1}{D_B^4} - \frac{1}{D_A^4} \right) \right] = -410.45kW$$

Exercice n°8

Le fioul contenu dans le réservoir source (1) est transféré vers un réservoir (2) par l'intermédiaire d'une pompe et d'une canalisation (figure ci-contre). Le débit est de $200L \cdot s^{-1}$, les pertes de charge sont estimées à $30J \cdot kg^{-1}$ entre A et B et à $100J \cdot kg^{-1}$ entre C et D. La densité du fioul est de 0.85.



- Déterminer la puissance de la pompe si son rendement est de 0.8.

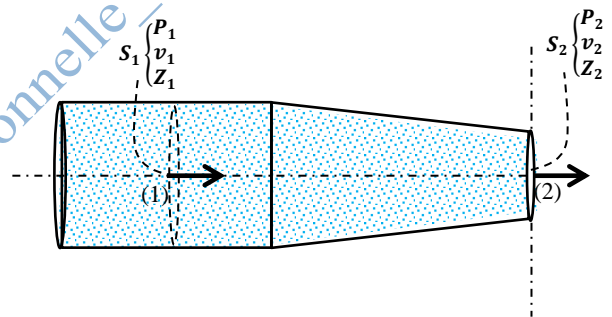
On donne :

$$\rho_{eau} = 10^3 kg \cdot m^{-3}, g = 9.81 N \cdot kg^{-1}.$$

Réponse : $P_{utile} = \delta_f \cdot \rho_e \cdot Q_V [pertes + g(z_2 - z_1)] = 111010W \cong 111kW$

Exercice n°9

La figure suivante représente une buse connectée à un tuyau dans lequel est acheminée de l'eau à une pression $P_1 = 2.875 \times 10^5 Pas$.



La section S_1 est de diamètre $D_1 = 0.02m$

est réduite à une section de sortie S_2 de diamètre $D_2 = 0.01m$, on suppose que le fluide est parfait et la buse est dans une position horizontale.

1/- En appliquant l'équation de conservation du débit volumique, déterminer le rapport $\frac{v_2}{v_1}$.

2/- En appliquant l'équation de Bernoulli, calculer la vitesse d'écoulement v_2 .

On donne :

$$\rho_{eau} = 10^3 kg/m^3 \text{ et la pression de sortie } P_2 = P_{atm} = 10^5 Pas$$

Réponse : $1/ \frac{v_2}{v_1} = 4, 2/ v_2 = \sqrt{\frac{32 (P_1 - P_2)}{15 \cdot \rho_{eau}}} = 20 m/s$

II.7.1 Exercices supplémentaires

Exercice n°1:

Le profil des vitesses d'un écoulement laminaire dans une conduite circulaire est donné par :

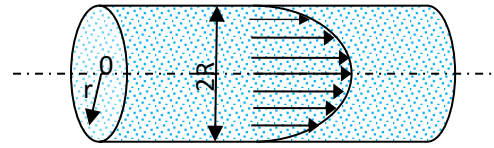
$$u(r) = U_{max} \cdot \left(\frac{r}{R}\right)^2$$

Où r est mesuré à partir de l'axe de la conduite, $0 \leq r \leq R$

et R le rayon de la conduite, μ est la viscosité dynamique et $U_{max} = cte$

- Déterminer l'expression du gradient de vitesse.

Montrer que le gradient de vitesse et donc la contrainte atteint une valeur maximale sur la paroi et une valeur nulle au niveau de l'axe.



Exercice n°2:

Du pétrole de masse volumique 850 kg/m^3 est transporté dans une conduite circulaire de diamètre $R = 10 \text{ cm}$. La contrainte mesurée sur la paroi est de 3.2 N/m^2

et le profil des vitesses est donné par :

$$u(r) = 2 - 800 \cdot r^2$$

$$0 \leq r \leq R$$

- Déterminer la viscosité cinématique du pétrole.

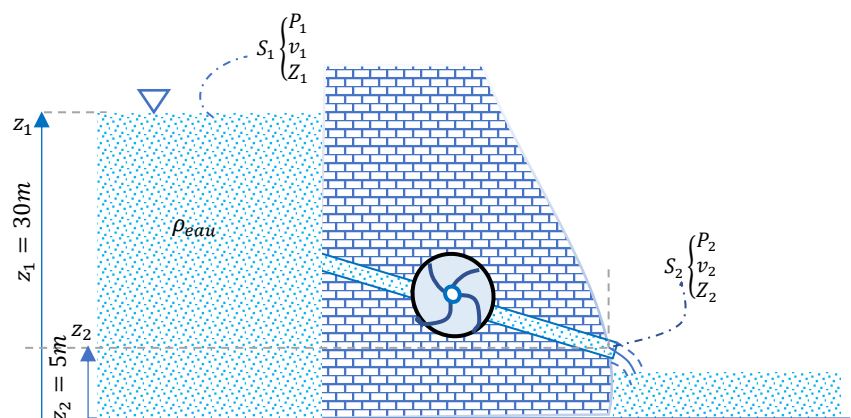
Exercice n°3:

L'équation du profil des vitesses d'un écoulement d'un fluide sur une plaque plane est donné par : $u = 4y^{3/2}$, si la viscosité dynamique du fluide est μ . Déterminer la contrainte de cisaillement pour cet écoulement.

Exercice n°4 (examen 2021)

Un barrage est équipé d'une turbine Pelton dont les aubes sont entraînées par un jet d'eau sous pression. Le diamètre de la conduite de sortie est de 2.5 m et le débit de $25 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$.

1/- Déterminer la puissance disponible sur l'arbre de la turbine si son rendement est de 0.7 et si les pertes de charge sont évaluées à 5 m d'eau.



On donne : $\rho_{eau} = 10^3 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$, $g = 9,81 \text{ N} \cdot \text{kg}^{-1}$

2/- Evoquer les risques à prévenir lors d'une construction d'un barrage.

Exercice n°5 (examen 2022)

Un conduit de section principale S_A subit un étranglement en B où sa section est S_B (Phénomène de Venturi). Si le fluide véhiculant est l'eau ;

1/ Déterminer la différence de pression $P_A - P_B$ en fonction de ρ_{eau} , g , h_1 , h_2 .

2/ Quelle est la valeur du débit

volumique Q_V .

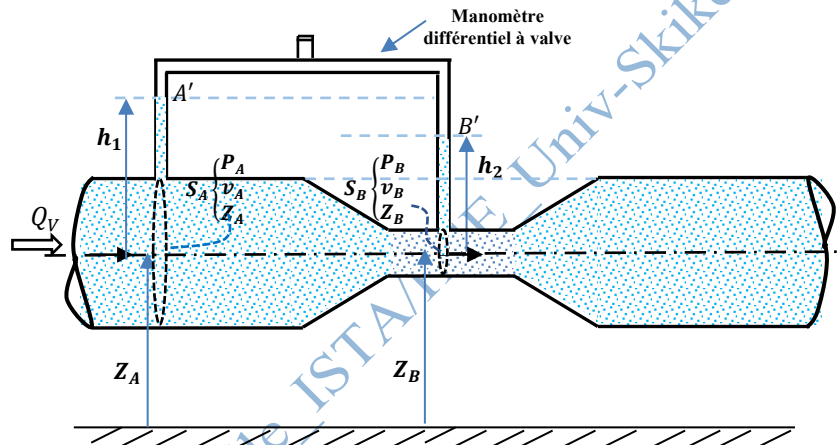
On donne :

$$h_1 = 0.60\text{m}, \quad h_2 = 0.40\text{m},$$

$$D_A = 30\text{cm}, \quad D_B = 10\text{cm}$$

$$\rho_{eau} = 1000\text{kg} \cdot \text{m}^{-3},$$

$$g = 9.81\text{N} \cdot \text{kg}^{-1}$$



CHAPITRE III MACHINES TOURNANTES

III.1 Introduction

Les machines tournantes sont des dispositifs électromagnétiques destinés à transformer de l'énergie. Elles occupent actuellement une place prépondérante dans les applications faisant intervenir des systèmes de transmission de puissance.

Les machines tournantes sont des systèmes dans lesquels on peut distinguer les organes suivants : un rotor (la partie tournante), un stator (la partie fixe), une structure et des liaisons.

III.2 Utilités

Ils sont utilisés dans divers domaines de l'économie. On les retrouve en :

- L'industrie où ils servent à la mise en mouvement des machines comme les machines à usiner, les pompes, les ventilateurs et bien d'autres moyens de travail.
- Le transport : véhicules, trains, navires, etc., la production d'énergie/transmission.
- Le génie énergétique : les générateurs électriques, les turbines, entre autres lieux.
- La domotique : le signal d'alarme, les portails automatiques, entre autres machine.

III.3 Classification

Dans les machines tournantes, on distingue :

- a) - Machines motrices ^[9] : convertissent l'énergie **électrique** en énergie **mécanique**.
- b) - Machines génératrices : convertissent l'énergie **mécanique** en énergie **électrique**.

III.3.1 Machines motrices

Une machine motrice est une machine qui prélève de l'énergie d'un fluide et la libère vers l'extérieur sous forme d'un travail mécanique (w). L'énergie de type **thermique** ou **électrique** est alors convertie en énergie **mécanique**.

Dans la pratique, les machines motrices sont utilisées principalement comme entraînement pour les appareils de travail, les outils ou les véhicules. On distingue, selon leur source d'énergie, machines **hydrauliques**, machines **thermiques** et machines **électriques**.

^[9] Moteur qui tourne et entraîne d'autres.

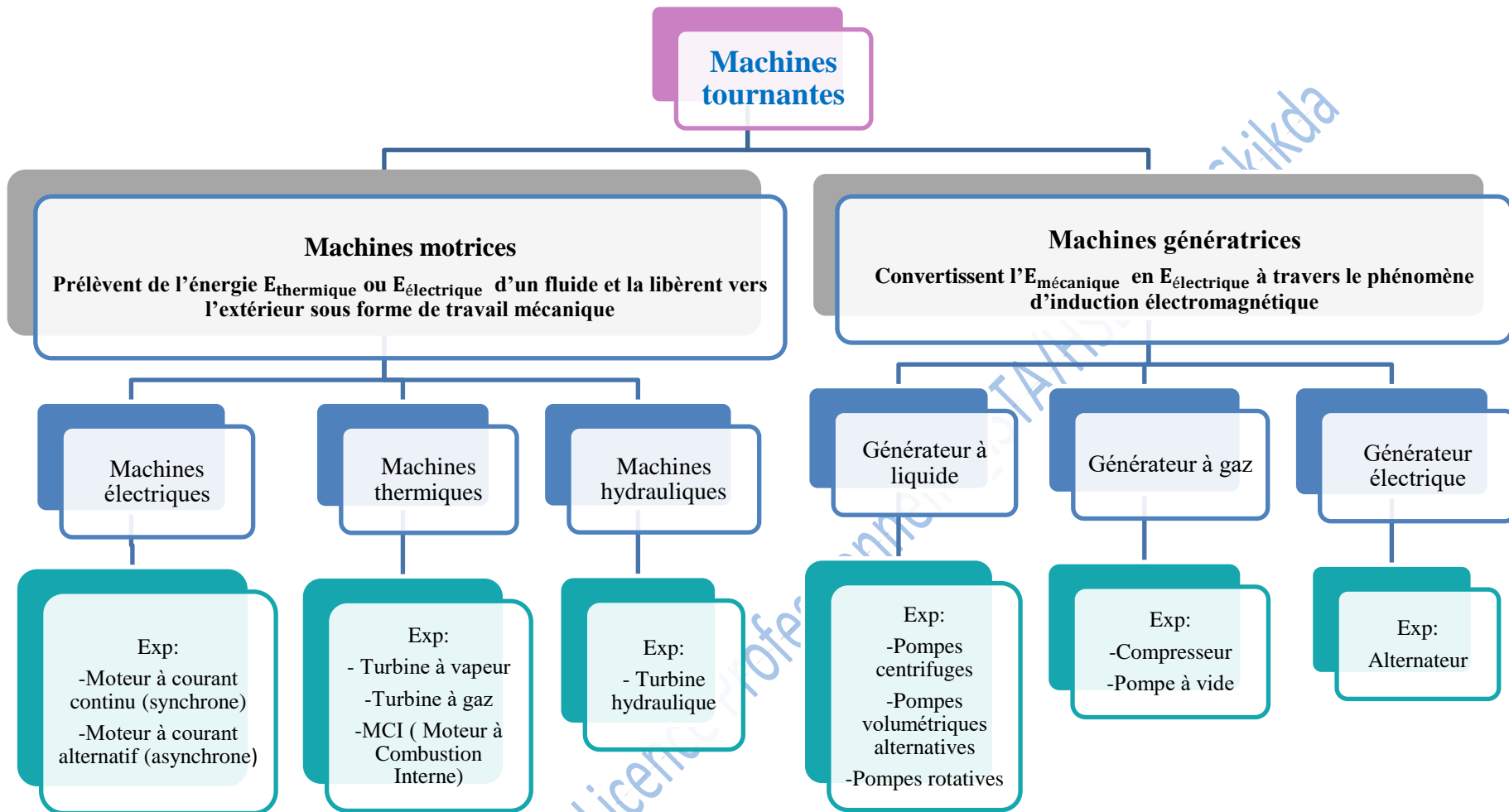


Fig-III.1- Classification des machines tournantes

* Il en existe qui peuvent être classées aussi bien comme machines motrices que génératrices. Les machines électriques en particulier sont réversibles dans leur fonctionnement. Cela illustre bien comment ces systèmes électromécaniques peuvent être rendus réversibles, offrant ainsi une certaine flexibilité quant à l'utilisation et à la production d'énergie selon le besoin.

III.3.1.1 Machines hydrauliques

Exemple : Turbines hydrauliques

Une **turbine hydraulique** est une machine qui transforme l'énergie mécanique de l'eau en énergie mécanique de rotation. Cette rotation est ensuite utilisée pour entraîner un générateur électrique, produisant ainsi de l'électricité.

La figure ci-contre montre une turbine hydraulique et générateur électrique, vue en coupe : A : générateur ;

1 : stator ; 2 : rotor ; B : turbine ; 3 : vannes réglables ; 4 :

^[10] de la turbine ; 5 : flux d'eau ; 6 : axe de rotation de la turbine et du générateur.

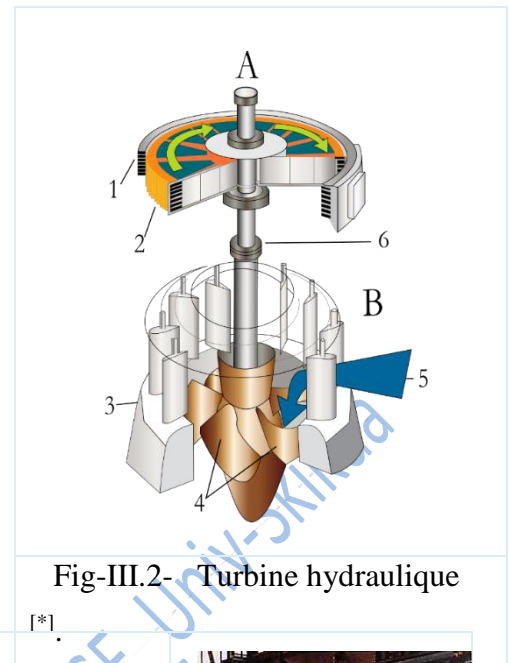


Fig-III.2- Turbine hydraulique

[*].



Fig-III.3- Turbine Pelton [*].



Fig-III.4- Turbine Kaplan [*].

Les turbines **Pelton** – Ces turbines exploitent la haute pression d'eau avec des jets dirigés sur des aubes incurvées. Ils sont applicables pour les sites en montagne où la chute est haute mais le débit est limité. Ils sont

utilisés pour les centrales de **hautes chutes** à **faibles débits** également. Dans le cadre de l'hydroélectricité, la haute chute est une haute différence entre le point-source d'eau en amont et le point où elle arrive sur l'action de la turbine. Plus grande cette différence est, plus d'énergie potentielle d'eau est disponible ce qui implique la plus grande puissance possible que l'on peut extraire.

Les turbines **Kaplan** sont couramment utilisées sur les **basses chutes** présentant des **débits élevés**, à écoulement axial avec une roue de type hélice ressemblant à l'hélice ^[11] d'un bateau et dont les pales peuvent être inclinées selon des quantités de débits utilisables. On les trouve dans les grandes rivières ou les petits barrages.

^[10] Surface portante en rotation autour d'un axe.

^[11] L'hélice est un dispositif formé de plusieurs pales disposées régulièrement autour d'un axe.

Le principe de fonctionnement de l'énergie **éolienne** repose sur la transformation de l'énergie cinétique en énergie électrique. Le vent tourne les pales (fig-III.5) qui font-elles même tourner le générateur, à son tour le générateur transforme l'énergie du vent en énergie électrique.

Les turbines **Francis** (Fig-III.6), La turbine Francis est un type de turbine hydraulique particulièrement répandu en raison de son efficacité et de sa polyvalence. Elle tire son nom de James Bicheno Francis, l'ingénieur américain qui l'a développée au milieu du XIXe siècle. Elles sont adaptées à une grande variété de chutes d'eau, allant de moyennes à élevées



Fig-III.5- Turbine à vent [*].

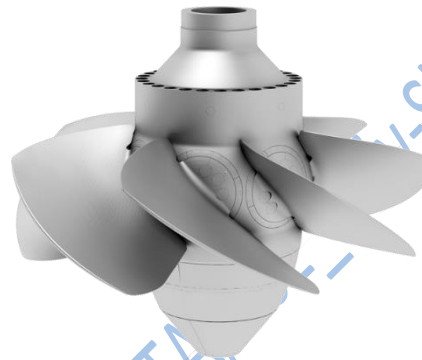


Fig-III.6- Turbine Francis [*].

Les turbines peuvent agir comme génératrices lorsqu'elles convertissent l'énergie cinétique de l'eau en électricité et comme motrices lorsqu'elles sont entraînées par un moteur pour pomper de l'eau.

III.3.1.2 Machines thermiques

Une **machine thermique** est un dispositif qui convertit de l'énergie thermique (chaleur) en énergie mécanique (travail). Elle fonctionne en exploitant un fluide (souvent un gaz ou un liquide) qui subit des transformations cycliques. Ce fluide, en se dilatant ou se contractant sous l'effet de la chaleur, entraîne un mouvement qui peut être utilisé pour effectuer un travail, comme faire tourner un arbre ou déplacer un piston.

Exemple : turbine à vapeur, turbine à Gaz, Moteur à combustion interne, Moteur Otto (à quatre temps), Moteur diesel (à quatre temps, à deux temps).



Fig-III.7- Turbine à vapeur [*].



Fig-III.8- Turbine à Gaz [*].

Utilisations des turbines à vapeur : Centrales électriques, propulsion maritime, industries chimiques.

Utilisations des turbines à gaz : Centrales électriques, propulsion aéronautique, industrie pétrolière.

Un moteur à combustion interne est un exemple concret de machine thermique. Il utilise la chaleur produite par une réaction chimique (la combustion) pour générer un mouvement mécanique, **génère l'énergie mécanique à partir de l'énergie cinétique tirée de la combustion.**

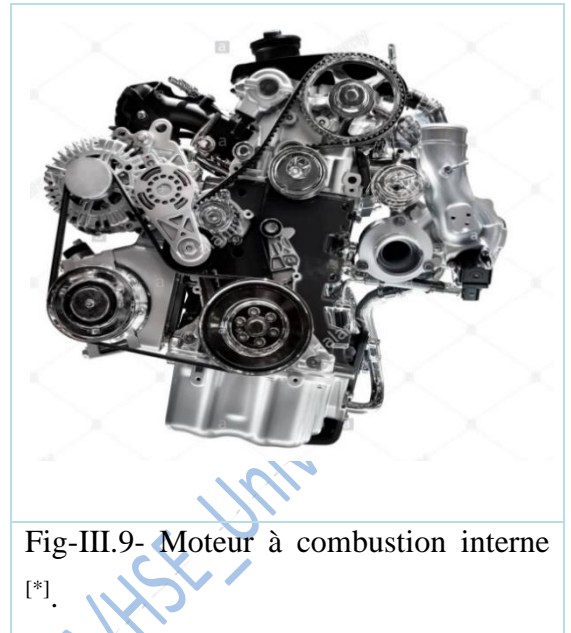


Fig-III.9- Moteur à combustion interne [*].

III.3.1.3 Machines électriques

Leur fonctionnement est basé sur l'obtention d'un effort mécanique par action d'un champ magnétique sur un circuit électrique traversé par un courant fourni par une source extérieure, laquelle peut aussi produire éventuellement le champ magnétique. Selon que le courant électrique fourni par la source extérieure est continu ou alternatif, la machine sera appelée **moteur à courant continu** ou **moteur à courant alternatif** (synchrone ou asynchrone).

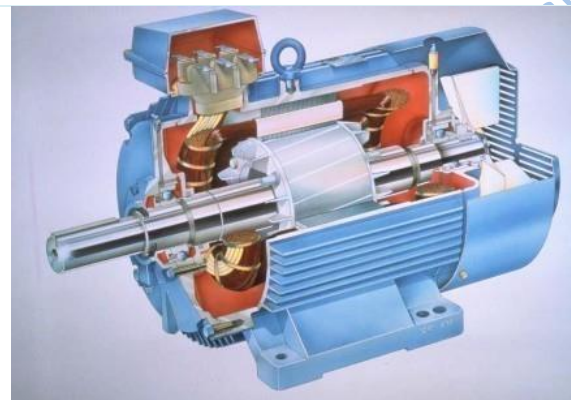


Fig-III.10- Moteur à courant alternatif (asynchrone) [*].

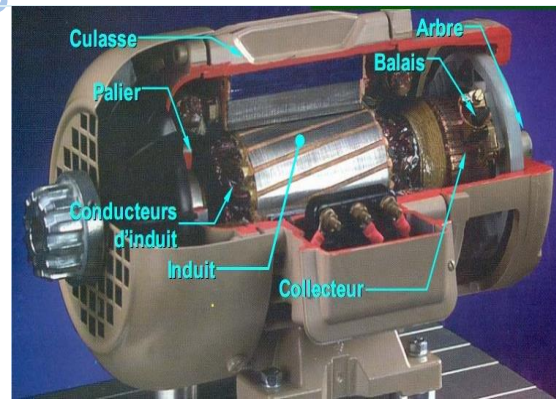


Fig-III.11- Moteur à courant continu (synchrone) [*].

III.3.2 Machines génératrices

Les génératrices **convertissent l'énergie mécanique en énergie électrique** à travers le phénomène d'induction électromagnétique.

Il existe différents types de génératrices. On les classe selon leur source d'énergie, généralement en : Génératrices **à liquide**, génératrices **à gaz** et génératrices **électriques**.

Une génératrice comporte 4 éléments, à savoir :

- Une partie fixe, le stator,
- Un élément en rotation, le rotor,
- L'arbre de transmission relié au rotor,
- L'entrefer séparant le rotor du stator.

III.3.2.1 Génératrices à liquide

Les pompes permettent le plus souvent de transformer l'énergie mécanique en énergie hydraulique afin de faire passer un liquide d'un niveau à un autre, ou encore d'augmenter sa pression.

On peut classer les pompes en **deux grandes catégories** :

1 – Celles dont le déplacement du liquide est obtenu en agissant sur la vitesse du liquide, afin d'augmenter le débit ; elles sont dites **centrifuges**.

2 – Celles dont le déplacement du liquide est obtenu en variant le volume d'une cavité, afin d'augmenter la pression du fluide ; elles sont dites **volumétriques**.

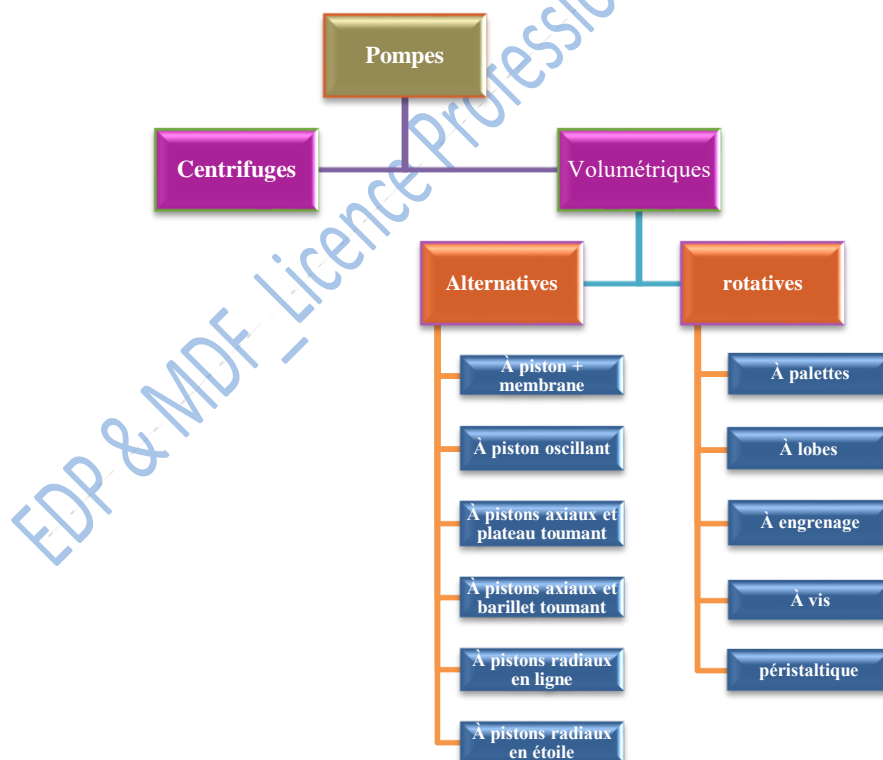


Fig-III.12- Classification des pompes.

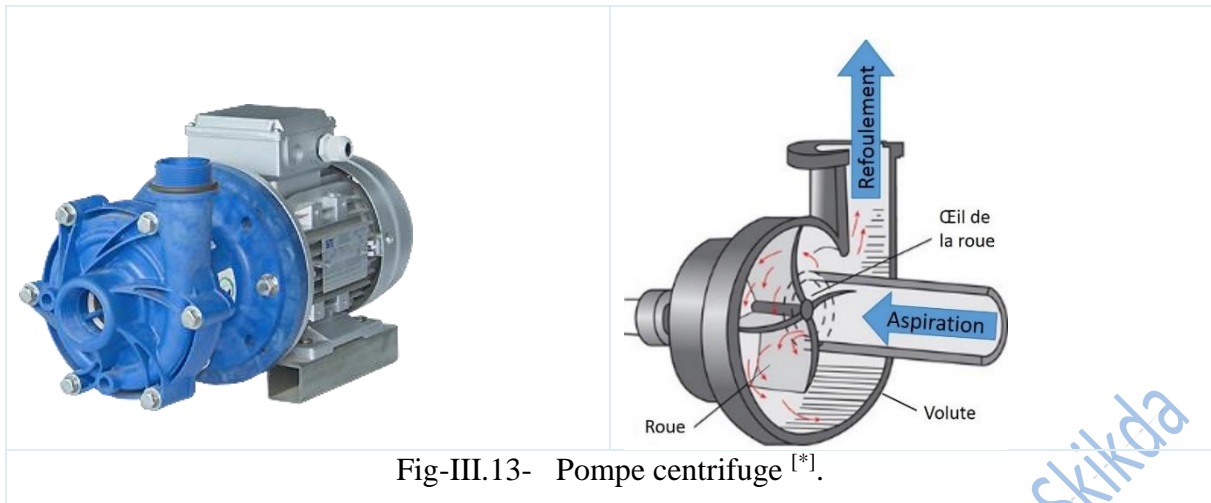


Fig-III.13- Pompe centrifuge [*].

Une **pompe centrifuge** est une machine rotative qui pompe un liquide en le forçant au travers d'une roue à aube ou d'une hélice appelée impulseur, le fluide alors pompé est aspiré axialement dans la pompe, puis accéléré radialement, et enfin refoulé tangentiellement.

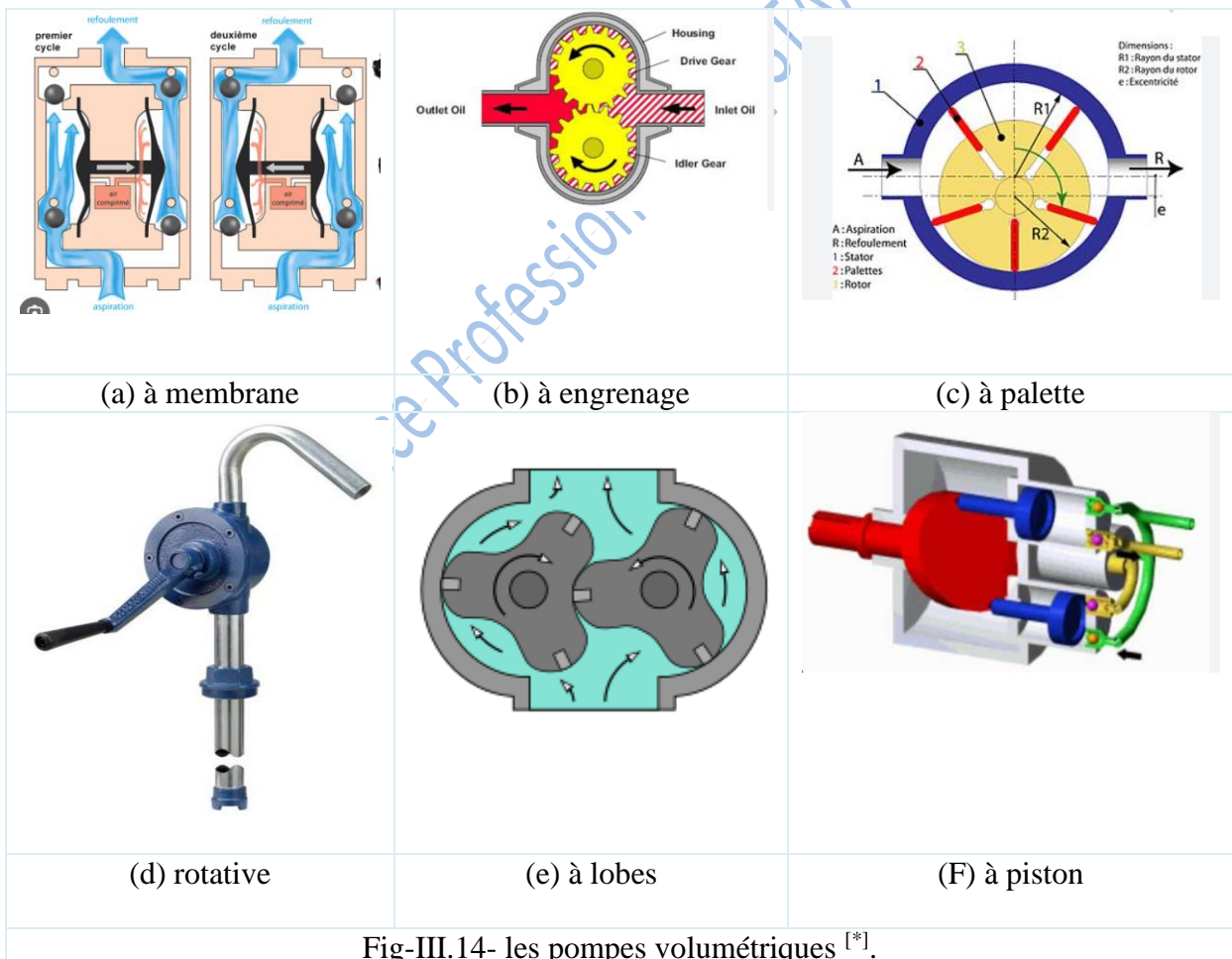


Fig-III.14- les pompes volumétriques [*].

Une **pompe volumétrique** est une pompe dans laquelle une certaine quantité de fluide « emprisonnée » est forcée à se déplacer jusqu'à l'orifice de sortie.

Le principe d'une **pompe rotative** est proche de celui de l'hélice de bateau. Le déplacement du fluide est parallèle à l'axe de rotation.

Les pompes volumétriques sont employées dans diverses applications, telles que :

Répartition des fluides elles conviennent parfaitement à la manipulation de liquides visqueux ou de boues, ce qui les rend indispensables dans le domaine agricole pour l'irrigation et le transfert des effluents.

Utilisées dans le domaine environnemental pour le transfert de boues d'épuration et dans les systèmes de traitement des eaux sales.

Industrie alimentaire elles offrent la possibilité de remuer des produits tels que les boissons ou d'autres liquides susceptibles d'être agités.

III.3.2.2 Génératrices à gaz

Exemples

- ✓ Compresseurs (alternatifs, rotatifs, centrifuges et axiaux).

Un **compresseur mécanique** est un organe mécanique destiné à augmenter la pression d'un gaz, et donc son énergie en réduisant son volume.

- ✓ Pompes à vide (alternatives, rotatives).

Une **pompe à vide** est un type de pompe permettant de faire le vide, c'est-à-dire d'extraire l'air ou tout autre gaz contenu dans une enceinte close, afin d'en diminuer la pression à l'intérieur de cette enceinte.

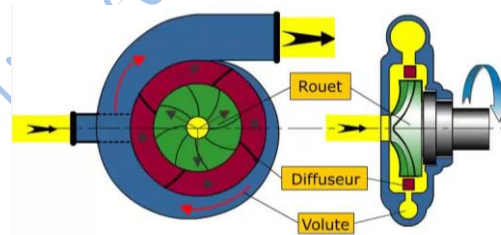


Fig-III.15- Compresseur centrifuge [*].



Fig-III.16- Pompe à vide rotative [*].



Fig-III.17- Pompe à vide alternative [*].

Les compresseurs sont essentiels dans divers systèmes, notamment dans les applications de réfrigération et de climatisation, où ils jouent un rôle clé dans le cycle frigorifique en comprimant le réfrigérant.

III.3.2.3 Génératrices électriques

Dispositif permettant de **produire de l'énergie électrique** à partir d'une autre forme d'énergie.

Exemples : Alternateur (excitatrice tournante, excitatrice statique)



Fig-III.18- Alternateur [*].

III.4 Technologie des éléments communs aux machines tournantes

III.4.1 Accouplements

Les accouplements sont des dispositifs de liaisons utilisés pour raccorder entre eux deux ou plusieurs rotors. Un accouplement permet de **relier les arbres de deux machines**. Il doit pouvoir assurer la transmission de la puissance, à la vitesse de rotation des machines et doit avoir une bonne fiabilité (> 10 ans).

Les axes des arbres des différentes machines formant la "ligne d'arbre" doivent être alignés avec une bonne précision (de l'ordre de 0,05 mm) pour éviter une réduction de la durée de vie de l'ensemble des machines, due à des surcharges ou à des forces cycliques.



Fig-III.19- Accouplement à pneu et élastique [*].

Les changements de température et d'efforts pendant le fonctionnement modifient en permanence l'alignement. Il est donc indispensable de relier les arbres au moyen d'un accouplement pouvant accepter des défauts de désalignement.

On utilise pour cela divers types d'accouplements dits **flexibles**. Les plus courants sont les accouplements à doigts, de type "pneu", à ressort, à dentures, à lamelle.....

III.4.2 Paliers et Butées

Les paliers et butées sont des composants essentiels qui assurent le bon fonctionnement des machines tournantes en supportant les charges et en permettant la rotation sans frottement excessive. Les paliers assurent la rotation fluide des arbres en supportant leur poids et en

réduisant le frottement, tandis que les butées maintiennent ces arbres en place contre les forces axiales. Ces deux éléments sont essentiels pour le bon fonctionnement des machines tournantes.

III.4.3 Roulements

Les roulements à billes sont des composants utilisés dans les machines pour diminuer le frottement entre deux pièces en mouvement relatif l'une par rapport à l'autre. Ils sont constitués d'un anneau intérieur, d'un anneau extérieur et de billes dans lesquelles les deux anneaux sont circulaires.



Fig-III.20- Roulement à billes [*].

III.5 Technologie et fonctionnement des pompes centrifuges

Les pompes centrifuges sont le type de pompe le plus répandu en raffinerie et usines chimiques. Leur fonction est d'assurer le débit de liquide souhaité par l'exploitant mais dans des conditions de pression imposées par les procédés et les applications, avec des contraintes particulières à l'installation, l'environnement, la fiabilité, la sûreté, etc.

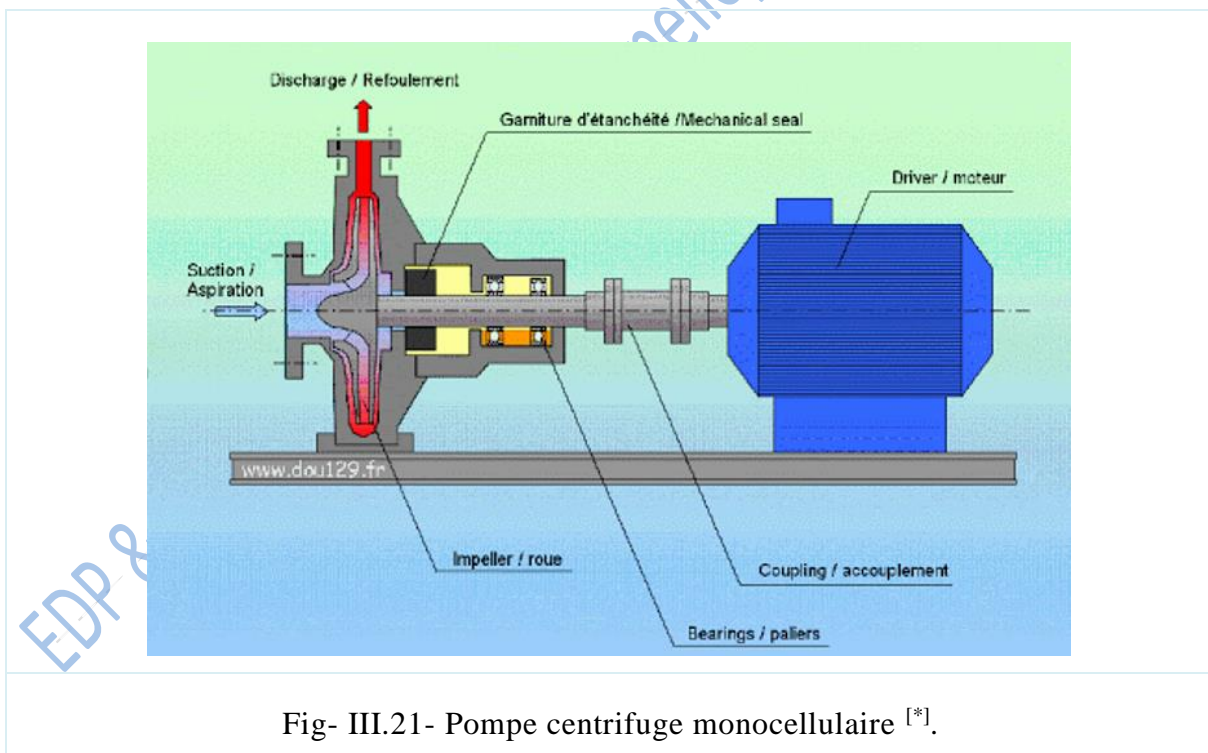


Fig- III.21- Pompe centrifuge monocellulaire [*].

Les pompes centrifuges sont employées dans différents domaines, tels que :

- **Industrie chimique** : Utilisée pour le transport de substances chimiques, y compris des liquides irritants.
- **Fourniture d'eau** : Dans les réseaux d'approvisionnement en eau potable.

- **Gestion des déchets** : Pour le déplacement des eaux usées vers les stations de traitement.
- **Utilisations dans le domaine de l'alimentation et de la pharmacie** : Pour le transport de liquides sensibles, en respectant les normes d'hygiène.

III.5.1 Composants d'une pompe

III.5.1.1 Eléments statiques

Le corps de pompe sur lequel se trouvent les tubulures et brides d'aspiration et de refoulement, la volute et les pieds (ou pattes) de fixation sur le châssis.

Le corps de garniture (ou plateau de garniture) fermant l'arrière du corps de pompe, est traversé par l'arbre et reçoit le système d'étanchéité (tresses ou garnitures mécanique).

Le corps de palier dans lequel sont montés des roulements ou des paliers à coussinet et qui contient le système de lubrification. Le corps de palier possède souvent une béquille de supportage.

III.5.1.2 Parties tournantes

Arbre supporte les composants tournants et transmet le mouvement du moteur à l'impulseur.

Roulements réduisent le frottement et maintiennent l'alignement de l'arbre.

Impulseur (ou roue) génère la force centrifuge pour propulser le liquide, augmentant sa pression et son débit.

Moyen d'accouplement relie l'arbre à la source de puissance, facilitant la transmission du mouvement.

Pièces tournantes de la garniture mécanique assurent l'étanchéité entre les parties de la pompe pour éviter les fuites.

Cette configuration permet un fonctionnement efficace de la pompe centrifuge dans le déplacement des fluides.

III.5.2 Fonctionnement des pompes centrifuges

Les pompes sont nécessaires pour le transfert des fluides et pour contrer les résistances engendrées par le flux dans le circuit hydraulique. Dans les systèmes de pompage avec différents niveaux de fluide, cela implique également de surmonter la différence de hauteur géométrique.

En raison de leur conception et de leur fonctionnement, les pompes centrifuges sont productrices de courant hydraulique. Bien qu'il y en ait de nombreux types, une

caractéristique commune à toutes les pompes centrifuges est que le fluide entre dans une roue axialement.

Un moteur électrique entraîne l'axe de la pompe sur lequel est logée la roue. L'eau qui entre dans la roue axialement par la bride d'aspiration et le goulot d'aspiration est déviée par les aubes de la roue dans un mouvement radial. Les forces centrifuges qui affectent chaque particule du fluide provoquent une augmentation de la vitesse et de la pression lorsque l'eau s'écoule au travers de la zone des aubes. Lorsque le fluide sort de la roue, il est collecté dans la volute.

III.6 Comparaison entre les pompes centrifuges et les pompes volumétriques

Les pompes donc permettent le plus souvent de transformer l'énergie mécanique en énergie hydraulique afin de faire passer un liquide d'un niveau à un autre, ou encore d'augmenter sa pression.

On a classé les pompes en **deux grandes catégories** :

1 – Celles dont le déplacement du liquide est obtenu en agissant sur la vitesse du liquide, afin d'augmenter le débit ; elles sont dites **centrifuges**.

2 – Celles dont le déplacement du liquide est obtenu en variant le volume d'une cavité, afin d'augmenter la pression du fluide ; elles sont dites **volumétriques**.

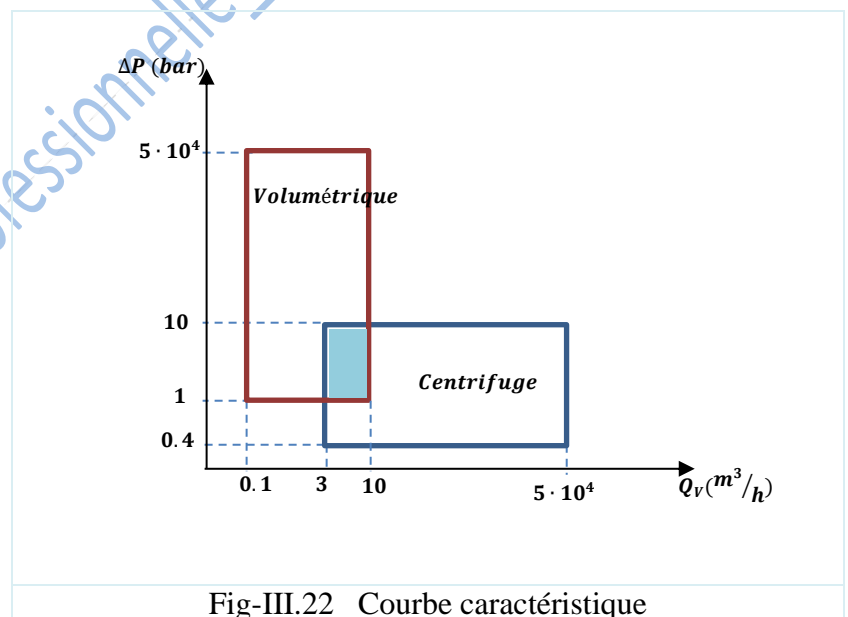


Fig-III.22 Courbe caractéristique

- **Le principe de base :**

Si on a besoin d'une dépression importante on utilise une pompe volumétrique ; Tandis que l'utilisation d'une pompe centrifuge sera adaptée aux débits élevés. Dans la zone commune on peut utiliser les deux pompes selon la disponibilité.

- **Les avantages et les inconvénients :**

Pompes centrifuges	Pompes volumétriques
-des machines de construction simple - utilisation facile et peu couteuse - leur rendement est souvent meilleurs que celui du volumétrique - impossibilité de pomper des liquides trop visqueux	-la pression de refoulement est importante -le rendement est de l'ordre de 90% - nécessitent des HMT élevées

Tableau-III.1-

III.6.1 Hauteur de charge (HMT) et Hauteur d'aspiration positive nette (NPSH)

Les pompes se caractérisent par sa hauteur de charge :

HMT : Hauteur Manométrique Totale (ou la hauteur de charge, noté aussi H_{mt})

Et sa hauteur d'aspiration positive nette :

NPSH : Hauteur d'aspiration positive nette (Net Positive Suction Head)

Ainsi que la puissance et le rendement :

P : Puissance de la pompe

η : Rendement globale de la pompe

III.6.1.1 Etude du risque de cavitation survenu dans les pompes

Toute pompe, qu'elle soit à déplacement volumétrique ou centrifuge, provoque à son aspiration une dépression. Si cette dépression est telle qu'elle provoque l'apparition de bulles de gaz, par vaporisation du liquide ou bien par dégazage, le pompage cesse.

Le pompage cessant, la dépression cesse aussi et les bulles de gaz formées peuvent brutalement disparaître.

Ce phénomène appelé cavitation, entraîne des variations incontrôlées du débit de pompage, et souvent une détérioration rapide de la pompe elle-même.

La cavitation peut être évitée en maintenant à l'aspiration une pression suffisante. C'est le NPSH (Net Positive Suction Head), exprimé en hauteur de liquide.

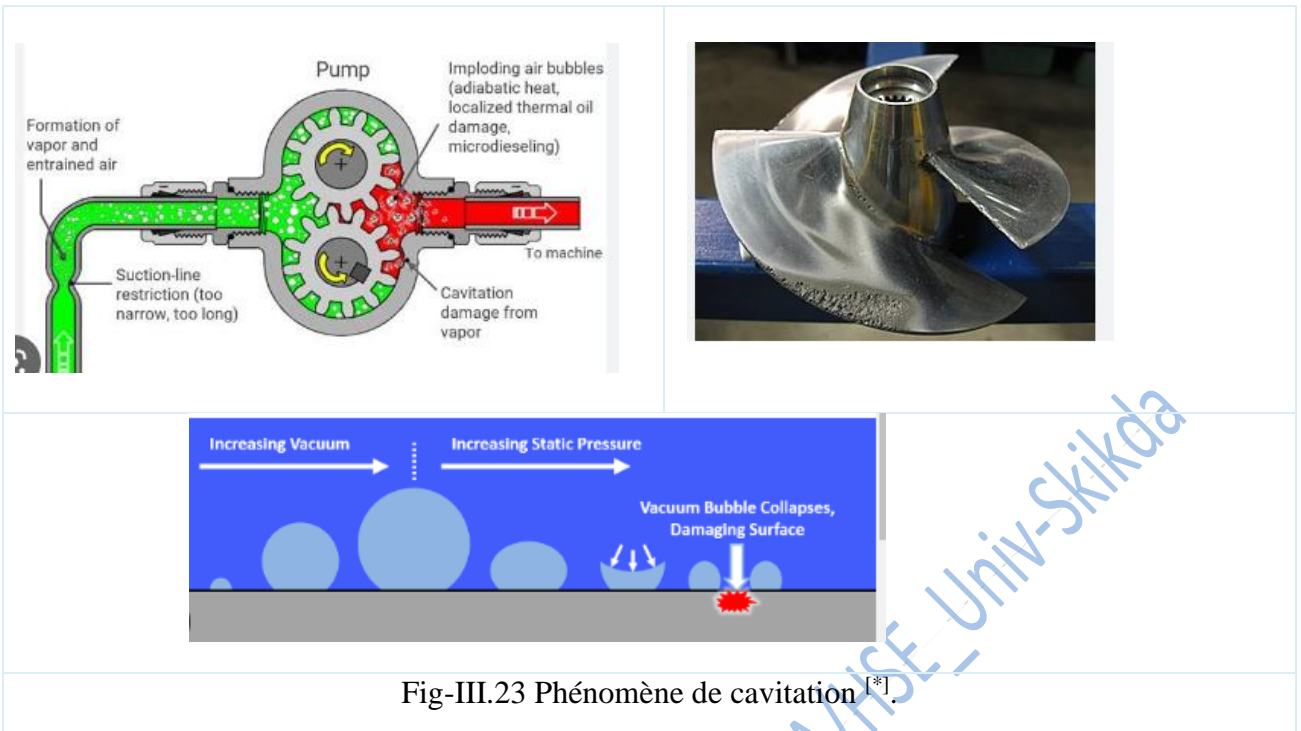


Fig-III.23 Phénomène de cavitation [8].

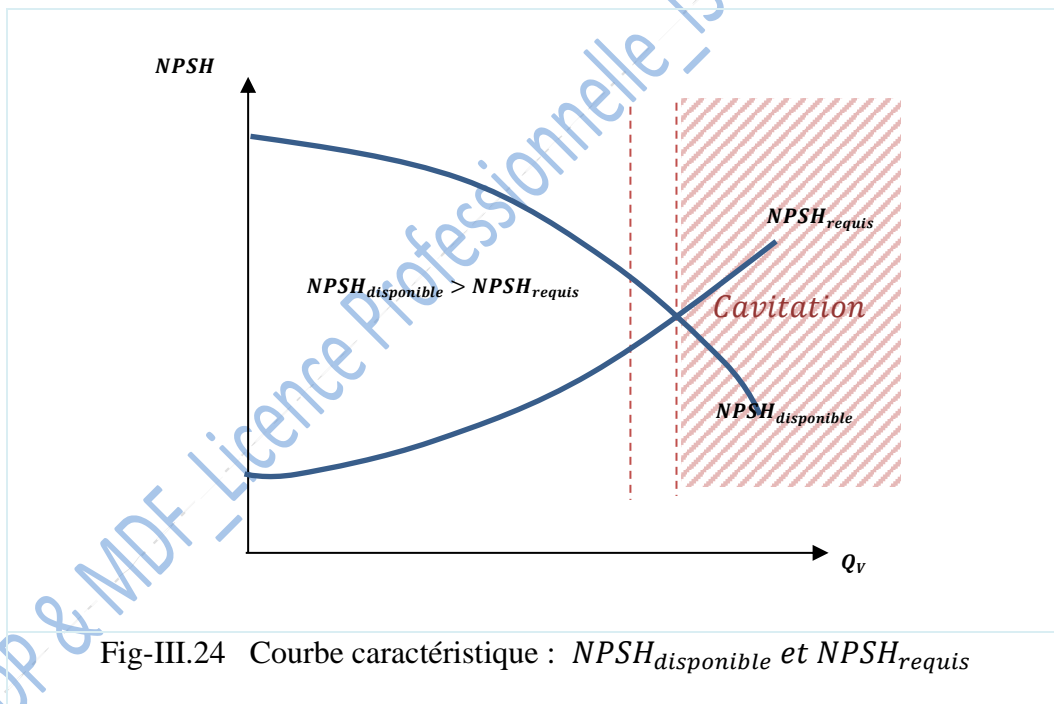


Fig-III.24 Courbe caractéristique : $NPSH_{disponible}$ et $NPSH_{requis}$

- La **HMT** en $J/m^3 \equiv Pa$ c'est la force qui permet de transporter le fluide au point le plus élevé de l'installation, il est fonction du débit ; $HMT = f(Q_V)$, donné aussi en mètre de colonne d'eau ou en mètre.

Une HMT de 10m correspond à 1 bar.

L'expression de la hauteur de charge est présentée comme suit :

$$HMT = \frac{\Delta P_{pompe\ th}}{\rho g} = \frac{P_{utile}}{\rho g Q_V} \quad , \quad \text{tel que } \Delta P_{pompe\ th} = \frac{P_{utile}}{Q_V} = \rho g \cdot HMT$$

La HMT ici est donnée en mètres [m].

- La **NPSH** : Est une mesure permettant de quantifier la hauteur manométrique d'aspiration disponible pour éviter la vaporisation au niveau le plus bas de la pression dans la pompe. Autrement dit ; c'est un critère qui définit la pression nécessaire à l'aspiration en évitant la **cavitation**, On a :

$$NPSH_{requis} = \frac{P_{asp}}{\rho g} - \frac{P_{interne}}{\rho g}$$

$$NPSH_{disponible} = \frac{P_{asp}}{\rho g} - \frac{P_{vap}}{\rho g}$$

$NPSH_{requis}$

Il est caractéristique de la pompe, il est donc fourni par le fabricant.

$NPSH_{disponible}$

Il est caractéristique de notre circuit, et au fluide à l'intérieur de la pompe $P_{vapeur\ saturante}$.

P_{vap} : est la pression à laquelle la phase gazeuse d'un fluide est en équilibre avec sa phase liquide.

On devrait alors comparer entre le NPSH requis et le NPSH disponible ;

Donc le disponible qu'on doit calculer doit être supérieur au requis **pour ne pas tomber dans la cavitation** :

$$NPSH_{disponible} > NPSH_{requis}$$

✚ Facteurs augmentant le risque de cavitation:

Éléments qui accroissent le risque de cavitation :

Le phénomène de la cavitation, qui est préjudiciable aux pompes, se produit lorsque des bulles de vapeur se forment et se brisent dans le liquide pompé. Différents éléments peuvent contribuer à l'émergence de ce phénomène :

- Une grande température du liquide entraîne une accélération de l'évaporation, ce qui accroît le risque de formation de bulles de vapeur.
- Une pression d'aspiration insuffisante peut entraîner la vaporisation du liquide à l'entrée de la pompe, ce qui peut entraîner la formation de cavités.
- Pertes de charge excessive : Chaque obstacle (filtre, vanne, coudes) ou longueur de tuyau élevée accroît la résistance à la circulation du liquide, ce qui diminue la pression et favorise la formation de cavités.
- Une pompe aspire de l'air ou de la vapeur au lieu du liquide lorsque le niveau de liquide est trop bas.

✚ Réduction du risque de cavitation :

Afin de réduire les risques de bulles dans la pompe, il est possible de :

- Refroidir le liquide avant qu'il ne pénètre dans celle-ci.

- Ajouter une pression supplémentaire à l'entrée de la pompe.
- Maintenir une quantité adéquate de liquide dans le réservoir.
- Limiter la vitesse de pompe du liquide.

Applications 1 :

Le schéma ci-contre présente une pompe centrifuge où le point de l'entrée de l'écoulement est noté par un point d'aspiration (*asp*), et celui de la sortie est noté par un point de refoulement (*ref*).

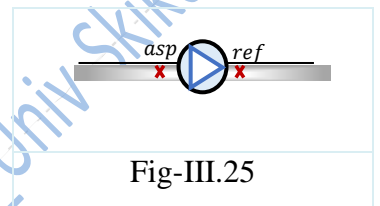


Fig-III.25

Réponse :

Le théorème de Bernoulli généralisé avec échange de travail et perte de charge est présenté en termes d'énergie comme suit:

$$\frac{P_1}{\rho} + gz_1 + \frac{1}{2}v_1^2 + \frac{P_{utile}}{\rho Q_V} - \text{pertes} = \frac{P_2}{\rho} + gz_2 + \frac{1}{2}v_2^2$$

w_{1-2}

On peut présenter cette équation en termes de pression, et en l'adaptant au schéma précédent :

$$P_{asp} + \rho g z_{asp} + \frac{1}{2}\rho v_{asp}^2 + \frac{\Delta P_{pompe\ th}}{\rho g \cdot HMT} - \frac{\text{pertes}}{\text{à l'intérieur de la pompe}} = P_{ref} + \rho g z_{ref} + \frac{1}{2}\rho v_{ref}^2 \dots (*)$$

Tel que :

$$\Delta P_{pompe\ th} = \frac{P_{utile}}{Q_V} = \rho g \cdot HMT$$

Or : $z_{asp} = z_{ref}$

et $d_{asp} = d_{ref} \Rightarrow v_{asp} = v_{ref}$

mais $P_{asp} \neq P_{ref}$

On aura alors ;

$$\frac{P_{ref} - P_{asp}}{\Delta P_{pompe\ réel}} = \frac{\rho g \cdot HMT}{\Delta P_{pompe\ th}} - \frac{\text{pertes}}{\text{à l'intérieur de la pompe}}$$

Quand le débit augmente les pertes de charge augmentent et on aura une décroissance du HMT .

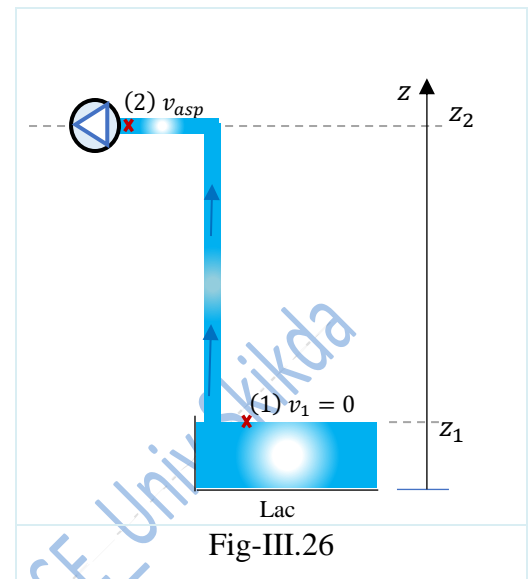
Applications 2 :

On se reportera à l'installation présentée dans cette figure pour calculer le $NPSH_{disponible}$, c'est la hauteur d'aspiration positive nette, afin de s'assurer qu'il n'y aura pas un risque de **cavitation**.

Réponse :

$$NPSH_{disponible} = \frac{P_{asp}}{\rho g} - \frac{P_{vap}}{\rho g}$$

La pression d'aspiration P_{asp} on l'obtient du théorème de Bernoulli, tandis que la pression de la vapeur saturante sera donnée P_{vap} , ainsi que le $NPSH_{requis}$, alors :



Le théorème de Bernoulli généralisé entre le point (1) et le point d'aspiration (2) est présenté en termes de pression comme suit :

$$P_1 + \rho g z_1 + \frac{1}{2} \rho v_1^2 - \underbrace{\text{pertes}}_{\text{conduite d'asp}} = P_{asp} + \rho g z_2 + \frac{1}{2} \rho v_{asp}^2$$

Or ; $P_1 = P_{atm}$, $v_1 \cong 0$, Le trajet de l'écoulement entre le point (1) et le point d'aspiration (2) ne traverse pas encore la pompe, donc le $\Delta P_{pompe th}$ n'intervient plus dans l'équation.

On obtient alors :

$$P_{asp} = P_1 - \rho g(z_2 - z_1) - \frac{1}{2} \rho v_{asp}^2 - \underbrace{\text{pertes}}_{\text{conduite d'asp}}$$

Ou encore :

$$\frac{P_{asp}}{\rho g} = \frac{P_{atm}}{\rho g} - h - \frac{v_{asp}^2}{2g} - \frac{\text{pertes}}{\rho g}$$

En remplaçant dans l'expression du NPSH :

$$NPSH_{disponible} = \left[\frac{P_{atm}}{\rho g} - h - \frac{v_{asp}^2}{2g} - \frac{\text{pertes}}{\rho g} \right] - \frac{P_{vap}}{\rho g}$$

Pour assurer une bonne aspiration en évitant le phénomène de cavitation, on devrait avoir un $NPSH_{disponible} > NPSH_{requis}$

Application 3 :

On considère le circuit de transport d'eau suivant :

- On veut montrer que la hauteur manométrique totale du circuit peut s'écrire sous la forme :

$$H_{mt} = h + \Delta H$$

Avec : $h = z_2 - z_1$

Et $\Delta H = A \cdot Q_v^2 c$ c'est la perte de charge.

- On voulait s'assurer ainsi qu'il n'y a pas un risque de cavitation.

Données :

La dénivellation $z_2 - z_1 = h$;

La longueur de la conduite L ;

Le diamètre de la conduite D ;

Le coefficient de perte de charge linéaire λ ;

Les coefficients de pertes de charge singulière du rétrécissement en (A) : k_A , celui du clapet : k_A , celui du coude (B) : $k_{coude B}$, du coude (C) : $k_{coude C}$.

Réponse :

- Le théorème de Bernoulli généralisé entre le point (1) et le point de refoulement (2) est présenté en termes de pression comme suit :

$$P_1 + \rho g z_1 + \frac{1}{2} \rho v_1^2 + \Delta P_{pompe th} - \underbrace{\text{pertes}}_{\text{totales}} = P_{ref} + \rho g z_2 + \frac{1}{2} \rho v_{ref}^2$$

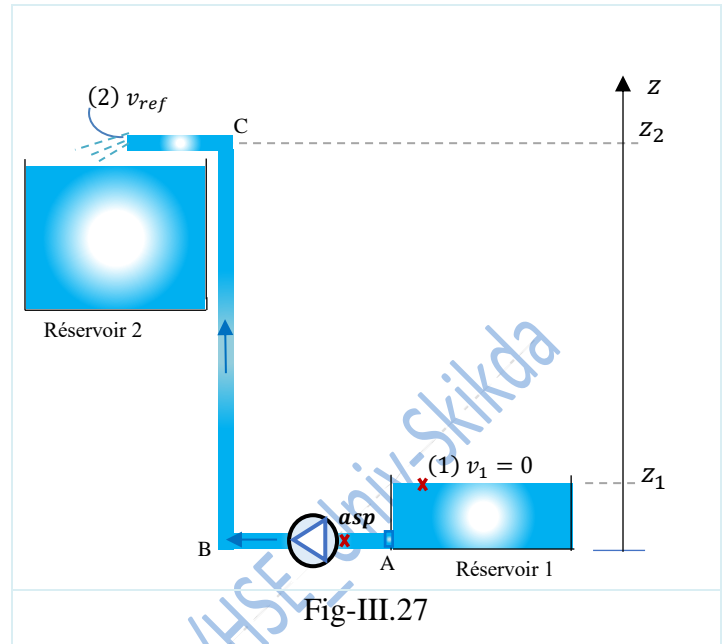
Or ; $P_1 = P_{atm}$, $P_{ref} = P_{atm}$, $v_1 \cong 0$, on obtient alors :

$$\Delta P_{pompe th} = \rho g h + \underbrace{\text{pertes}}_{\text{totales}} + \frac{\rho}{2} \underbrace{\left(\frac{16 Q_v^2}{\pi^2 D^4} \right)}_{v_{ref}^2}$$

Nous savons déjà que :

$$\Delta P_{pompe th} = \frac{P_{utile}}{Q_v} = \rho g \cdot HMT$$

$$\Rightarrow H_{mt} = \frac{\Delta P_{pompe th}}{\rho g} = h + \left(\frac{\lambda L v^2}{2 d g} + \frac{k_{tot} v^2}{2 g} \right) + \frac{1}{2 g} \left(\frac{16 Q_v^2}{\pi^2 D^4} \right)$$



$$H_{mt} = \frac{\Delta P_{pompe\ th}}{\rho g} = h + \left(\frac{\lambda L \left(\frac{16Q_v^2}{\pi^2 D^4} \right)}{2Dg} + \frac{k_{tot} \left(\frac{16Q_v^2}{\pi^2 D^4} \right)}{2g} \right) + \frac{1}{2g} \left(\frac{16Q_v^2}{\pi^2 D^4} \right)$$

$$H_{mt} = \frac{\Delta P_{pompe\ th}}{\rho g} = h + \left[\left(\frac{\lambda L \left(\frac{16}{\pi^2 D^4} \right)}{2Dg} + \frac{k_{tot} \left(\frac{16}{\pi^2 D^4} \right)}{2g} \right) + \frac{1}{2g} \left(\frac{16}{\pi^2 D^4} \right) \right] \cdot Q_v^2$$

Cette équation représente la caractéristique du circuit :

$$H_{mt} = h + \Delta H = h + A \cdot Q_v^2$$

AN : Afin de sélectionner une pompe adaptée à nos besoins spécifiques, nous devons considérer les valeurs de hauteur manométrique totale H_{mt} et de débit requises. Par exemple, pour un débit de $Q_v = 20\text{ l/s}$ et une $H_{mt} = 22\text{ m}$, nous observons sur les courbes caractéristiques que le point d'intersection entre la courbe du système et celle de la pompe 2 correspond aux conditions de fonctionnement recherchées.

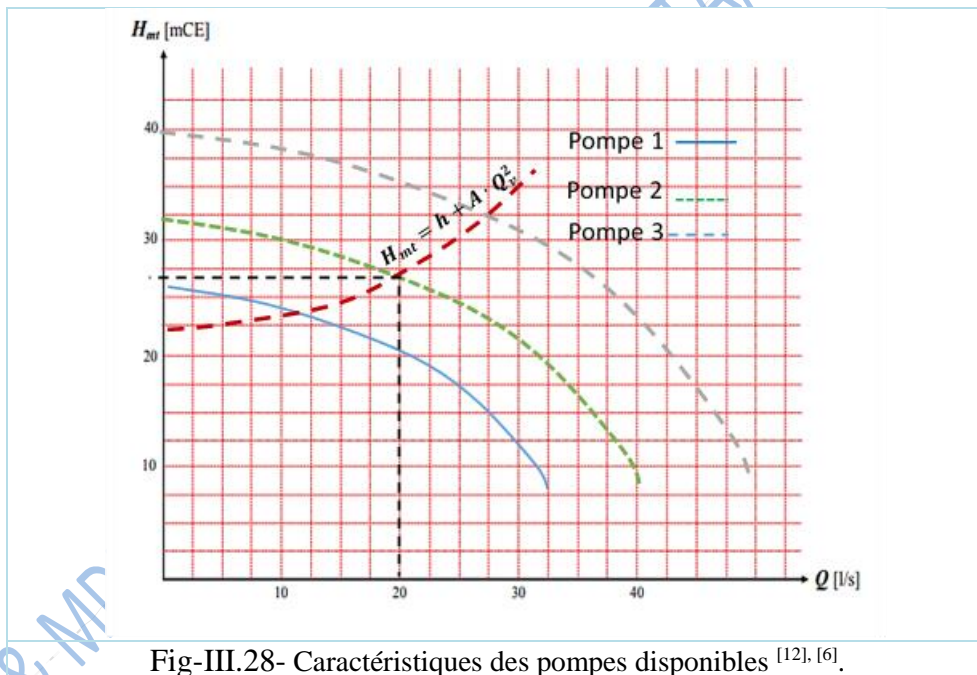


Fig-III.28- Caractéristiques des pompes disponibles ^{[12], [6]}.

2- la hauteur d'aspiration positive nette (Net Positive Suction Head) :

$$NPSH_{disponible} = \frac{P_{asp}}{\rho g} - \frac{P_{vap}}{\rho g}$$

Le théorème de Bernoulli entre le point (1) et le point d'aspiration (*asp*) est présenté en termes de pression comme suit :

^[12] Graphes utilisés par les fournisseurs présentant le choix des pompes disponibles.

^[6] Johanne BONNIN et al. Hydraulique pour le génie des procédés.

$$P_1 + \rho g z_1 + \frac{1}{2} \rho v_1^2 - \underbrace{\text{pertes}}_{\text{conduite d'asp}} = P_{asp} + \rho g z_{asp} + \frac{1}{2} \rho v_{asp}^2$$

Or ; $P_1 = P_{atm}$, $v_1 \cong 0$, Le trajet de l'écoulement entre le point **(1)** et le point d'aspiration **(asp)** ne traverse pas encore la pompe, donc le $\Delta P_{pompe\ th}$ n'intervient plus dans l'équation, on obtient alors :

$$P_{asp} = P_{atm} + \rho g (z_1 - z_{asp}) - \frac{1}{2} \rho v_{asp}^2 - \underbrace{\text{pertes}}_{\text{conduite d'asp}}$$

On obtient alors :

$$NPSH_{disponible} = \left[\frac{P_{atm}}{\rho g} + z_1 - \frac{v_{asp}^2}{2g} - \frac{\text{pertes}}{\rho g} \right] - \frac{P_{vap}}{\rho g}$$

Pour assurer une bonne aspiration en évitant le phénomène de cavitation, on devrait avoir un $NPSH_{disponible} > NPSH_{requis}$

III.7 Technologie et fonctionnement des compresseurs

III.7.1 Définition

Les compresseurs sont des dispositifs qui convertissent l'énergie mécanique fournie par une machine motrice en énergie de pression. Ils fonctionnent en augmentant la pression d'un gaz, ce qui permet de le comprimer. En d'autres termes, un compresseur mécanique est un appareil conçu spécifiquement pour élever la pression d'un fluide gazeux par des moyens purement mécaniques.

Remarque :

Les gaz étant des fluides compressibles nécessitent des compresseurs, alors que les liquides pratiquement incompressibles, nécessitent des pompes.

III.7.2 Principe de fonctionnement

Leur principe de fonctionnement est le suivant figure ci-dessous, une masse fixe de gaz à la pression d'aspiration (basse pression) est emprisonnée dans une enceinte de volume variable. Pour augmenter la pression, ce volume est progressivement réduit, d'une manière qui diffère selon la technique utilisée.

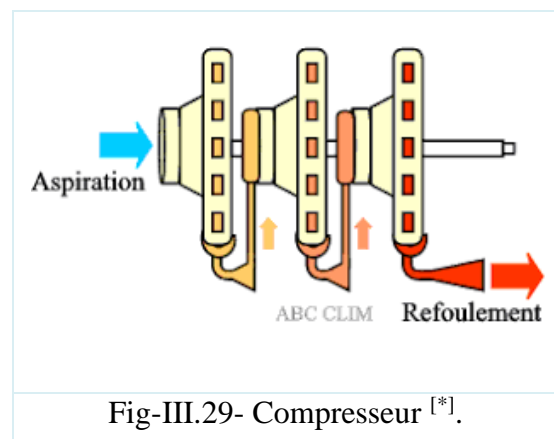


Fig-III.29- Compresseur [*].

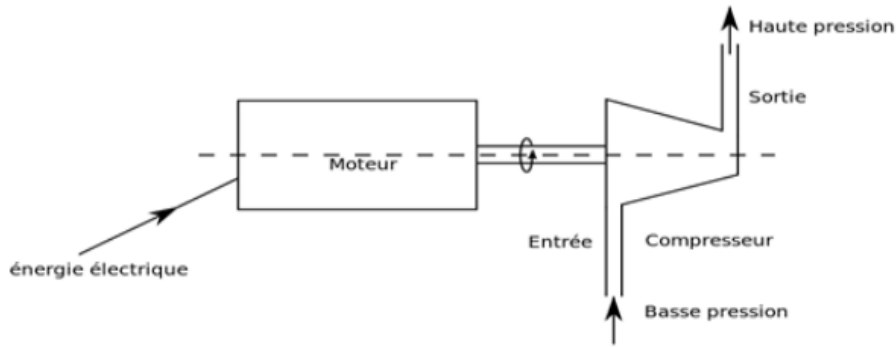


Fig-III.30- principe de fonctionnement [*].

III.7.3 Différents composants

1. Tête
2. Moteur
3. Cuve
4. Circuit de commande avec manomètres et pressostat (interrupteur qui stoppe le moteur une fois la pression maximale atteinte dans la cuve)
5. Filtre régulateur
6. Lubrificateur

III.7.4 Différentes classes de compresseurs

On classe les compresseurs selon les catégories suivantes :

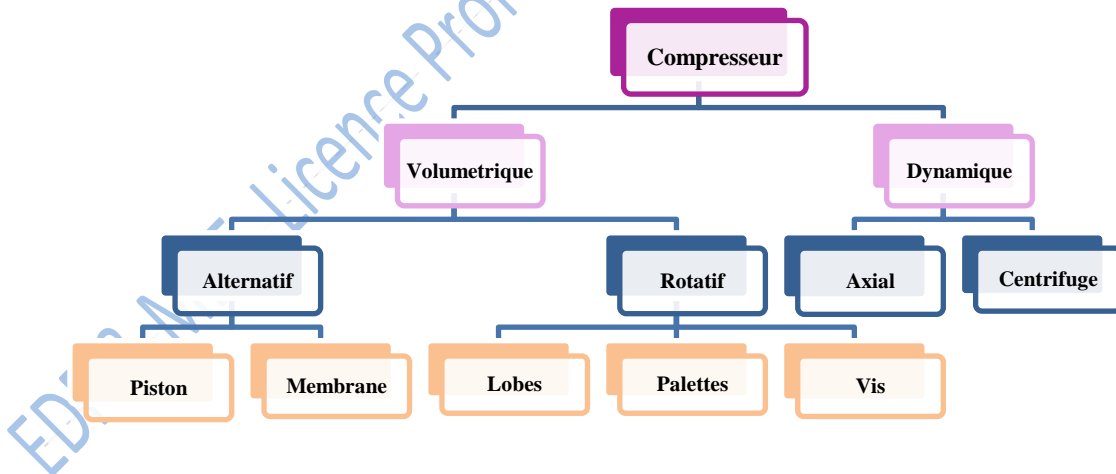


Fig-III.31- Classification de compresseurs.

Un **compresseur rotatif** est un piston cylindrique tournant qui crée la compression, En tournant, le piston aspire la vapeur basse pression à travers l'orifice d'admission. La vapeur se trouve emprisonnée dans l'espace compris entre la paroi et le piston, l'espace diminue petit à petit et la vapeur est comprimée.

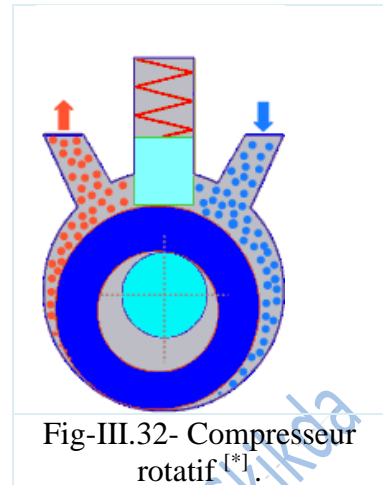
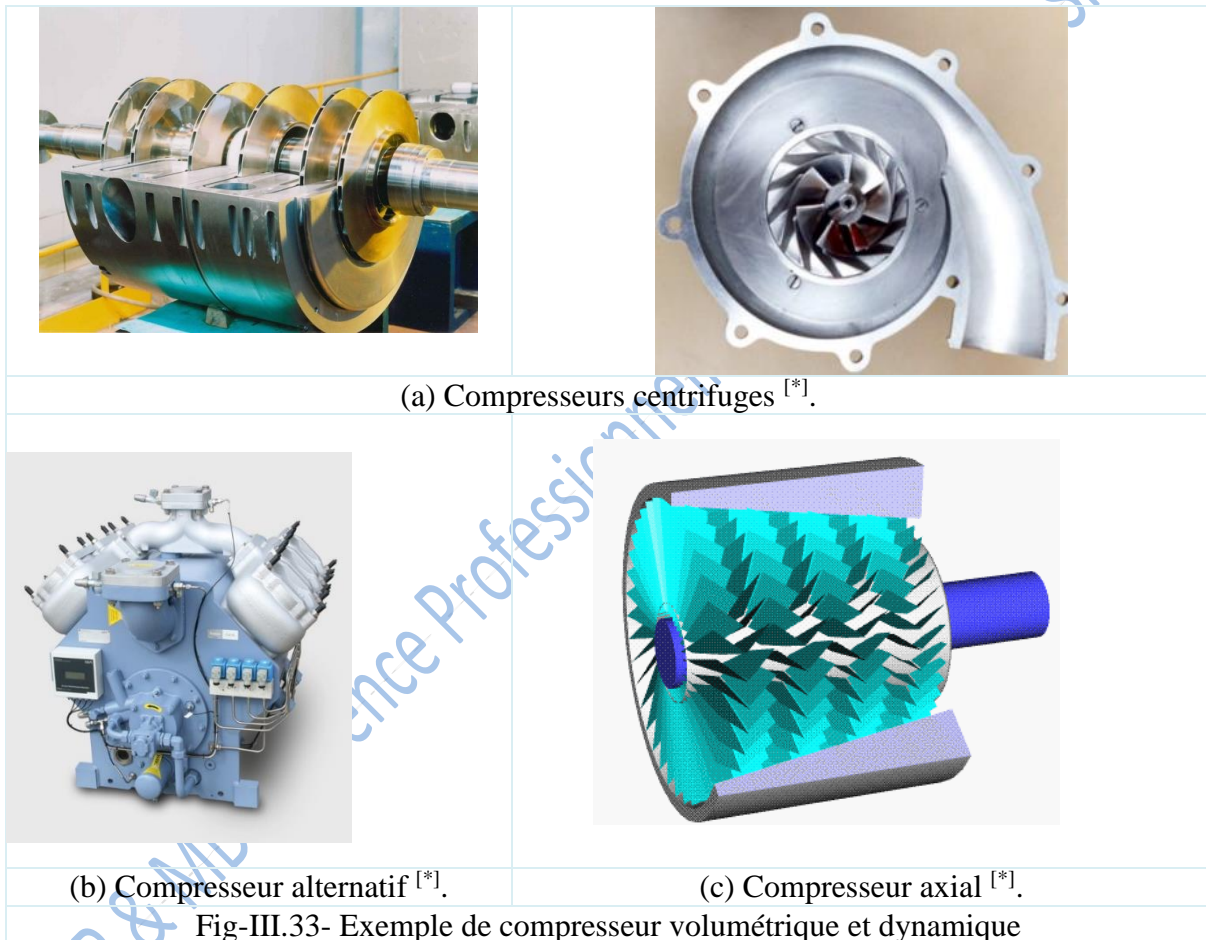


Fig-III.32- Compresseur rotatif [*].

Un compresseur **alternatif** (ou à pistons) est un compresseur mécanique qui sert à fournir des gaz à haute pression. Pour y parvenir, il a recours à des pistons entraînés par un vilebrequin [13].



(a) Compresseurs centrifuges [*].

(b) Compresseur alternatif [*].

(c) Compresseur axial [*].

Fig-III.33- Exemple de compresseur volumétrique et dynamique

Les compresseurs centrifuges utilisent l'accélération du gaz par un impulseur pour créer une surpression. Ils font partie de la famille des compresseurs dynamiques ou encore turbo-compresseurs. Par opposition aux **compresseurs volumétriques**, leurs performances ne se déduit pas directement de leur géométrie.

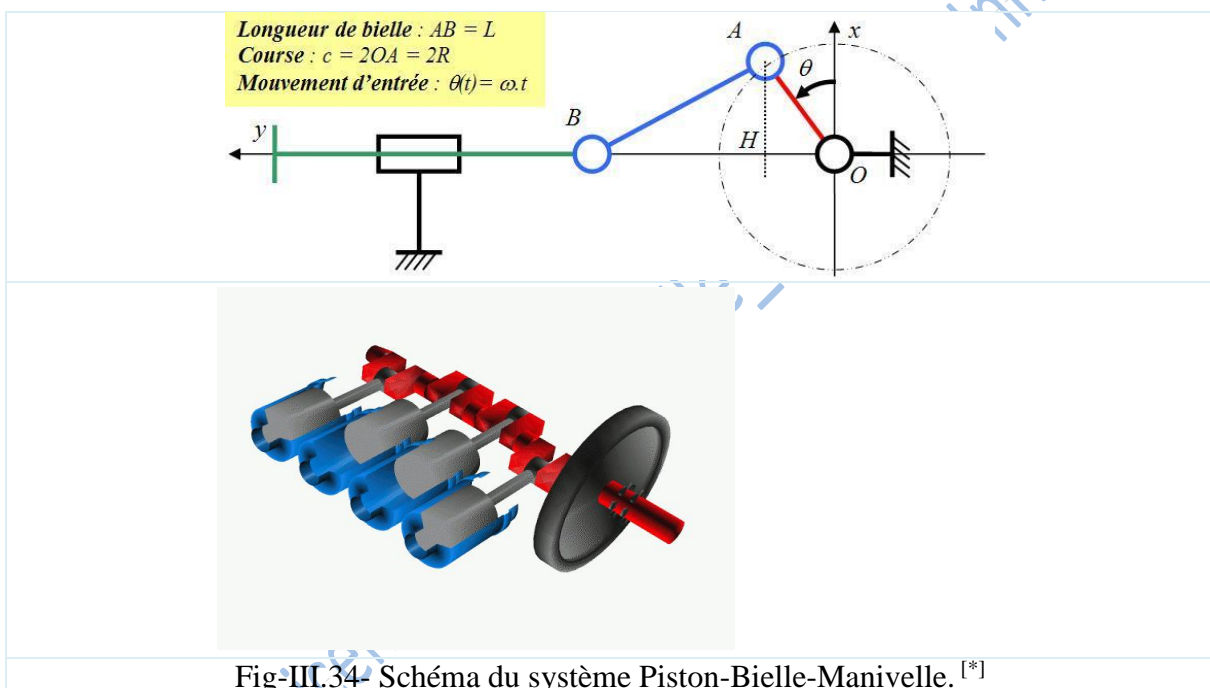
On distingue deux grandes familles de compresseurs dynamiques se distinguant par la forme de leur rotor : - les compresseurs axiaux- les compresseurs centrifuges radiaux.

[13] Un vilebrequin est un dispositif mécanique qui permet la transformation du mouvement linéaire rectiligne du piston en un mouvement de rotation, et inversement.

III.8 Moteur à combustion interne

Le moteur à combustion interne est une machine motrice qui sert à convertir de l'énergie emmagasinée dans un carburant (Pouvoir Calorifique) en une énergie thermique (Chaleur, Enthalpie, Energie Calorifique), puis en une énergie mécanique (Travail Mécanique, Couple).

Dans les moteurs à combustion interne, la production de l'énergie thermique se fait dans un volume fermé (Chambre de Combustion, cylindre moteur) confiné par la culasse, les soupapes fermées, la tête du piston et la chemise. La détente des gaz produits par la combustion du carburant actionne des organes actifs (Piston-Bielle-Manivelle) qui récupèrent cette énergie pour la convertir en travail utile (Arbre moteur).



III.8.1 Différentes parties du moteur

La culasse

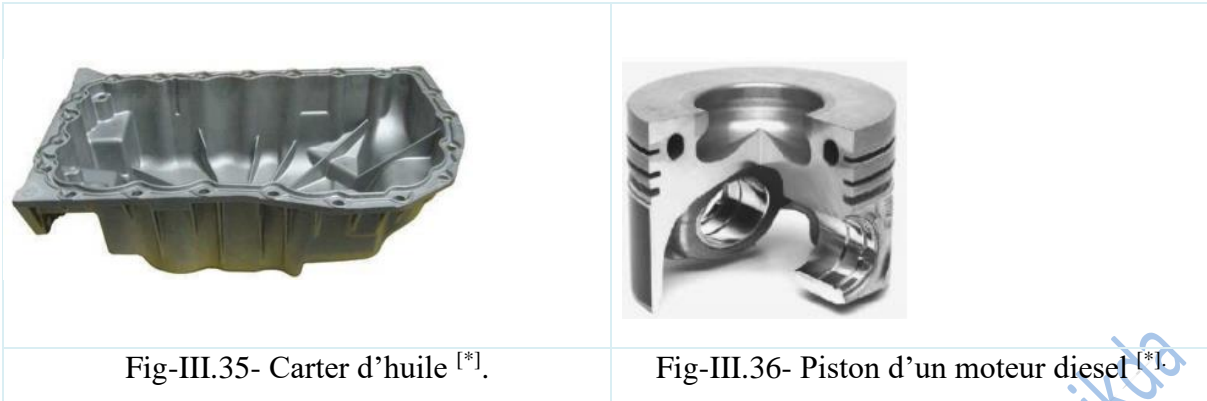
La culasse assure la fermeture des cylindres dans leur partie supérieure, constituant ainsi la chambre de combustion. Elle permet l'arrivée et l'évacuation des gaz.

Le bloc moteur

Le bloc est réalisé par moulage puis par usinage de la fonte ou d'alliage. Il constitue le bâti du moteur.

Le carter d'huile

C'est une cuvette en tôle emboutie qui abrite le vilebrequin et les têtes de bielle et qui contient la réserve d'huile de graissage. Il peut être en alliage léger moulé avec des nervures à l'extérieur pour assurer un bon refroidissement de l'huile échauffée par son passage dans le moteur.



Le Piston

Le piston est l'organe qui, en se déplaçant dans le cylindre ou la chemise, transmet la poussée des gaz au vilebrequin par l'intermédiaire de la bielle. Le piston se compose d'une **tête** dont le diamètre doit être inférieur à l'alésage du cylindre. L'étanchéité est assurée par **des segments** situés dans des gorges pratiquées sur le pourtour du piston. La partie inférieure ou **jupe du piston** doit assurer le guidage à froid comme à chaud avec un minimum de frottement.

III.9 Notion de système

Le mouvement des fluides, est régi par des principes dits de conservation ou encore de bilan. Un bilan décrit les variations temporelles d'une grandeur au sein d'un système ^[14], que l'on considèrera ouvert (au sens de la thermodynamique), c'est-à-dire que la grandeur peut rentrer ou sortir du système. Un système ouvert alors, peut échanger de la matière avec l'extérieur.

Un système est décrit par les variables thermodynamiques : $P, T, S, U, V, \rho, \dots$

- Système **fermé** (la masse du fluide est constante), il n'échange que de l'énergie avec le milieu extérieur. D'après le premier principe de la thermodynamique, Cas particulier pour un système isolé $\Delta U = 0$, aucun échange avec l'extérieur $\Rightarrow W = -Q$.

$$\Delta U = W + Q \quad \text{ou} \quad dU = \delta W + \delta Q.$$

- Système **ouvert** "transvasement" (avec un débit de fluide $Q_m = \frac{dm}{dt}$), on utilise l'enthalpie ^[15] : $H = U + PV$, le premier principe pour un système ouvert alors : $\Delta H + \Delta E_c + \Delta E_p = W + Q$.

^[14] Un système est une portion limitée de l'univers.

^[15] L'enthalpie est un potentiel thermodynamique qui synthétise en une seule fonction l'énergie interne U du système (liée à sa température et à sa quantité de matière) et le travail PV de frontière (liée à sa pression) requis pour occuper son volume. L'enthalpie est couramment utilisée lors de l'étude des changements d'état mettant en jeu l'énergie d'un système dans de nombreux processus chimiques, biologiques et physiques.

III.9.1 Bilan énergétique d'un fluide en régime d'écoulement permanent

Considérant le système d'écoulement de fluide (de vitesse \vec{v}_1 , de pression P_1 et d'altitude z_1) pénètre dans un volume de contrôle V et de fluide (de vitesse \vec{v}_2 , de pression P_2 et d'altitude z_2) sort du volume de contrôle V . Le bilan énergétique, qui traduit le premier principe de la thermodynamique, permet d'obtenir la variation de l'énergie totale E du fluide du volume de contrôle V :

$$dE = \underbrace{\delta W}_{\substack{\text{travail autre} \\ \text{que des forces} \\ \text{de pression}}} + \underbrace{\delta Q}_{\substack{\text{énergie thermique} \\ \text{reçu de la part} \\ \text{du milieu extérieur}}} + \underbrace{dE_1}_{\substack{\text{énergie reçu} \\ \text{de la part du} \\ \text{fluide qui pénètre} \\ \text{dans le volume} \\ \text{de contrôle } V}} + \underbrace{dE_2}_{\substack{\text{énergie perdue} \\ \text{de la part du} \\ \text{fluide qui sort} \\ \text{du volume} \\ \text{de contrôle } V}}$$

D'où :

$$dE = \delta W + \delta Q + \underbrace{\left[\underbrace{U_1 dm_1}_{\substack{\text{énergie} \\ \text{interne}}} + \underbrace{P_1 V_1 dm_1}_{\substack{\text{travail des} \\ \text{forces de pression}}} + \underbrace{\frac{1}{2} v_1^2 dm_1}_{\substack{\text{énergie} \\ \text{cinétique}}} + \underbrace{gz_1 dm_1}_{\substack{\text{énergie} \\ \text{potentielle}}} \right]}_{dE_1} - \underbrace{\left[\underbrace{U_2 dm_2}_{\substack{\text{énergie} \\ \text{interne}}} + \underbrace{P_2 V_2 dm_2}_{\substack{\text{travail des} \\ \text{forces de pression}}} + \underbrace{\frac{1}{2} v_2^2 dm_2}_{\substack{\text{énergie} \\ \text{cinétique}}} + \underbrace{gz_2 dm_2}_{\substack{\text{énergie} \\ \text{potentielle}}} \right]}_{dE_2}$$

Pour un fluide non visqueux, incompressible en régime permanent (càd des systèmes qui n'accumulent ni énergie ni matière), on a conservation de débit massique, donc $dE = 0$, $dm_1 = dm_2 = dm$, et en introduisant l'enthalpie massique l'équation devient :

$$0 = \delta W + \delta Q + \left[H_1 - H_2 + \frac{1}{2}(v_1^2 - v_2^2) + g(z_1 - z_2) \right] dm$$

Tel que : $H = U + PV$

➤ Dans le cas où l'écoulement s'effectue sans échange de chaleur ($Q = 0$) et sans recevoir d'énergie mécanique autre que les forces de pression ($W = 0$) le bilan s'écrit :

$$\left[H_1 + \frac{1}{2} v_1^2 + gz_1 \right] = \left[H_2 + \frac{1}{2} v_2^2 + gz_2 \right]$$

Ou encore :

$$\left[\frac{P_1}{\rho} + \frac{1}{2} v_1^2 + gz_1 \right] = \left[\frac{P_2}{\rho} + \frac{1}{2} v_2^2 + gz_2 \right]$$

Equation de Bernoulli pour un fluide parfait

On définit ρ_u la densité volumique de l'énergie interne $[\rho_u] = J/m^3$, or U est l'énergie interne par unité de masse $[U] = J/kg$, pour un fluide parfait alors :

$$U = \frac{\rho_u}{\rho} = cte, \text{ le fluide est incompressible } (\rho = cte) ;$$

$$D'où H = \frac{\rho_u}{\rho} + \frac{P}{\rho}, \text{ pour 1 kg de fluide,}$$

$$\text{On aura alors, } H = cte + \frac{P}{\rho}$$

➤ Dans le cas où l'on néglige les variations d'énergie mécanique ($dE_c \cong 0, dE_p \cong 0$) devant les variations d'enthalpie :

$$0 = \delta W + \delta Q + [H_1 - H_2]dm$$

a) Système n'échange ni travail ($\delta W = 0$), ni chaleur ($\delta Q = 0$) ;

C'est le cas d'un écoulement à travers un milieu poreux, sans énergie mécanique significative, c'est la détente de Joule-Thomson ; $[H_1 = H_2]$

b) Système n'échange que du travail ($\delta Q = 0$) ;

C'est le cas d'un cylindre moteur (détente) ou d'un compresseur (compression) ; $\delta W = [H_1 - H_2]dm$

c) Système n'échange que de la chaleur ($\delta W = 0$) ;

C'est le cas des échangeurs de chaleur, radiateurs, évaporateurs et condenseurs ; $\delta Q = [H_1 - H_2]dm = C_p \Delta T$

➤ Dans le cas d'un fluide compressible non visqueux :

Nous nous limitons aux gaz parfaits pour lesquels :

$$dH = C_p dT \Rightarrow H = C_p T + cte$$

La relation de Bernoulli devient : $\underbrace{C_p T + \frac{1}{2}v^2 + gz}_{\text{Loi de Saint Venant}} = cte$

➤ Dans le cas de présence d'une machine hydraulique ; il faut tenir compte de l'énergie mécanique fournie (pompe à eau, ventilateur à air) ou absorbée (aube à eau, turbine) par la machine. Pour un fluide non visqueux :

$$\left[H_1 + \frac{1}{2}v_1^2 + gz_1 \right] + W_{1/2} = \left[H_2 + \frac{1}{2}v_2^2 + gz_2 \right]$$

Application :

Cycle thermodynamique d'un compresseur :

Les gaz étant des fluides compressibles, il est nécessaire et important d'abord de connaître et définir les principes et modes de compression d'un gaz.

Considérons un compresseur de gaz, d'un type non précis. Les lois générales de l'écoulement permanent de ce fluide compressible, appliquée entre les points (1) et (2) d'entrée et de sortie du compresseur sont données par la relation :

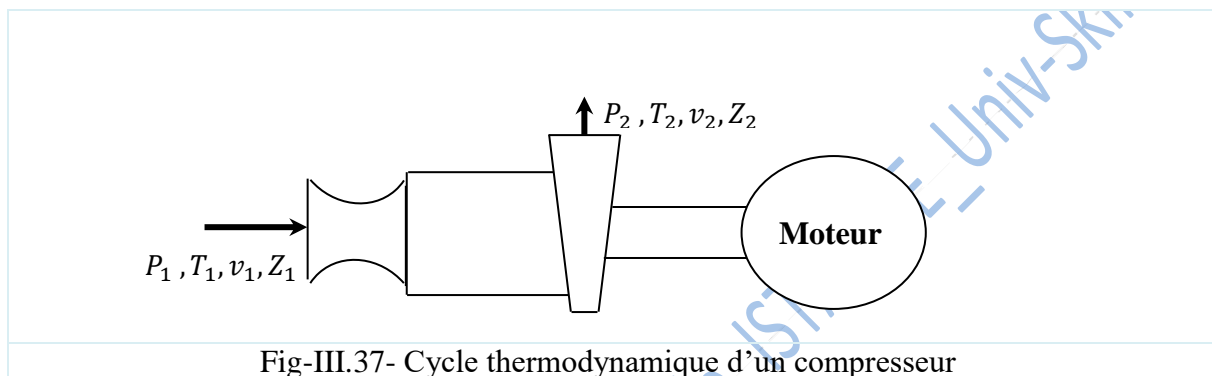


Fig-III.37- Cycle thermodynamique d'un compresseur

$$0 = (W + Q)_{1/2} + \left[H_1 - H_2 + \frac{1}{2}(v_1^2 - v_2^2) + g(z_1 - z_2) \right]$$

$$\text{On peut écrire : } (W + Q)_{1/2} = H_2 - H_1 + \frac{1}{2}(v_2^2 - v_1^2) + g(z_2 - z_1)$$

- Cas de la compression adiabatique dans un compresseur parfait :

Dans le compresseur adiabatique ou isentropique, il n'y pas d'échange de chaleur entre le compresseur et le milieu extérieur, toute la chaleur dégagée par la compression est conservée, soit une étanchéité parfaite.

D'autre part, la loi thermodynamique des gaz parfaits nous donne la révélation:

$$PV^\gamma = cte$$

Où :

P : La pression du gaz [Pa];

V : Le volume spécifique du gaz [m^3/kg];

γ : indice adiabatique.

On a : $\gamma = 1,4$ pour l'air $\Rightarrow \Delta Q = 0$

On négligera la vitesse à l'entrée du compresseur devant la vitesse de sortie, avec $z_2 = z_1$, on aura :

$$(W)_{1/2} = H_2 - H_1 + \frac{1}{2}v_2^2$$

Cette relation s'écrit aussi : $H_2 - H_1 = C_p(T_2 - T_1)$

$$P_1V_1 = mRT_1, \quad P_2V_2 = mRT_2$$

En divisant les deux équations d'états et en introduisant la révélation :

$$PV^\gamma = cte$$

On obtient:

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right) \cdot \left(\frac{V_2}{V_1}\right) = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$$

On peut alors écrire :

$$T_2 - T_1 = T_1 \cdot \left[\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right]$$

D'où on obtient la nouvelle forme de l'équation

$$(W)_{1/2} = C_p T_1 \cdot \left[\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right] + \frac{1}{2} v_2^2$$

On remarque que le travail dépend du taux de compression $\frac{P_2}{P_1}$, de la température initiale T_1 et

de la vitesse de sortie v_2 .

III.10 Principaux risques liés aux machines

- **Le risque mécanique** est le plus important lors de tout contact avec une machine, peut-être dû aux éléments de transmission (chaînes, courroies, engrenages), aux éléments mobiles concourant au travail (un mandrin et son outil), à la mobilité des équipements (engins de terrassement), au levage de charges (grues)...

- **Le risque de blessure** est dû à l'action mécanique d'éléments de machines, d'outils, de pièces, ou de matériaux solides ou de fluides projetés. L'opérateur peut être victime d'écrasement, cisaillement, coupure, happement, entraînement, emprisonnement, choc, chute...

Les conséquences des accidents sont souvent graves pour les victimes : doigts ou membres écrasés, amputations, décès.

- **Les autres risques**

D'autres risques sont liés à l'énergie qui alimente la machine et à sa transformation : risque électrique, hydraulique ou pneumatique, mais aussi risques liés au bruit, aux températures extrêmes, aux vibrations ou encore aux produits polluants. Certains sont liés aux matériaux mis en œuvre, d'autres encore aux positions de travail ou à l'éclairage.

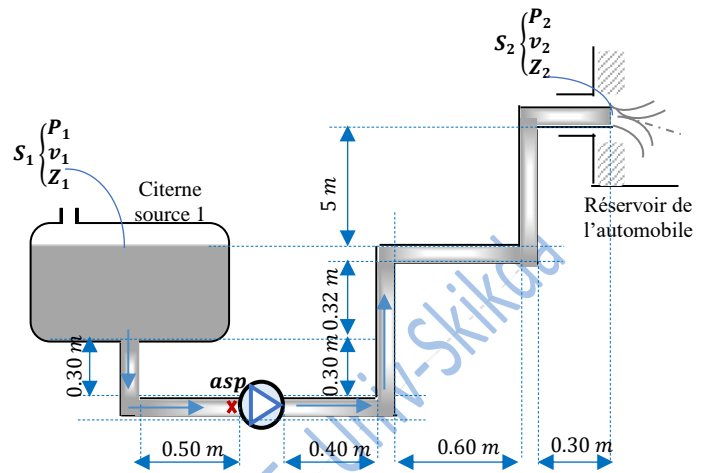
Une machine peut présenter des risques lors de son fonctionnement normal si elle a été mal conçue ou mal implantée. Une mauvaise utilisation de la machine est aussi un facteur de risque. Certains accidents se produisent à l'interface entre machine et systèmes d'alimentation et d'évacuation des produits.

Par ailleurs, les accidents se produisent de plus en plus hors production, lors d'opérations de dépannage, d'entretien, de nettoyage ou de réglage... De même, le transport et l'installation des machines sont des phases critiques.

III.11 Exercices à résoudre

Exercice n°1(examen 2023)

Une pompe à essence de rendement $\eta = 67.4\%$ et de débit volumique $Q_V = 0.629L.s^{-1}$, assure le remplissage d'un réservoir d'automobile. La pompe aspire l'essence de masse volumique $\rho = 750kg.m^{-3}$ à partir d'une grande citerne. On suppose que le niveau d'essence dans la citerne varie lentement. La pompe refoule l'essence en se déversant dans le réservoir de l'automobile en contact avec l'atmosphère à une vitesse v_2 .



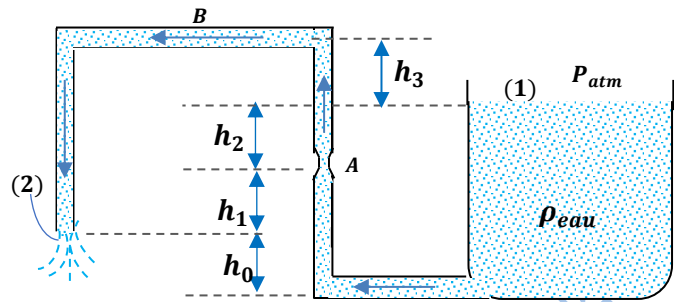
- 1/ Déterminer la vitesse d'écoulement v_2 de l'essence dans la conduite ;
- 2/ Calculer la perte de charge totale (linéaire et singulière), sachant que la conduite se dispose de sept (7) tronçons et cinq (5) coudes 90° . On néglige la perte de charge et les dimensions de la pompe ;
- 3/ Ecrire le théorème de Bernoulli entre le point (1) et le point de refoulement (2), en déterminant la hauteur manométrique totale de la pompe (**HMT**) ;
- 4/ Calculer la puissance consommée par la pompe ;
- 5/ Y a-t-il un **risque de cavitation**.

On donne :

$z_2 - z_1 = h = 5 \text{ m}$	Pression de vapeur saturante à une température considérée : $P_{vap} = 0.35 \cdot 10^5 \text{ Pa}$
Diamètre de la conduite $d = 2 \text{ cm}$	$NPSH_{requis} = 7.3 \text{ m}$
Coefficient de PDC_L : $\lambda = 0.021$	$P_{atm} = 10^5 \text{ Pa}$
Coefficient de PDC_S : $k_{coude 90^\circ} = 0.25$	$g = 10 \text{ N.kg}^{-1}$
Côte d'aspiration $h_{asp} = z_1 - z_{asp} = 0.62 \text{ m}$	

Exercice n°2 (examen 2024)**Partie 01 :**

Un grand réservoir ouvert et plein alimenté par un siphon pour évacuer l'eau vers l'atmosphère. Le diamètre du tuyau est $D_2 = 10 \text{ cm}$.



1/ Exprimer et calculer la vitesse v_2 et en déduire le débit d'écoulement Q_V .

2/ Si la différence de pression $P_B - P_A =$

1854 Pa , calculer la vitesse v_A et le diamètre D_A au niveau du rétrécissement A (le col).

Partie 02 :

Dans le cas où l'on prend en considération les pertes de charge dans les conduites, et en remplaçant le col A par une pompe qui aspire l'eau du réservoir et la refoule à travers le point (2) par un débit $Q_V = 100 \text{ L} \cdot \text{s}^{-1}$:

1/ Déterminer la puissance consommée par l'arbre de la machine, sachant que le rendement de la pompe est estimé à 85% et que les pertes de charge totales dans les conduites de l'installation sont estimées à $113 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1}$.

2/ En déduire la hauteur manométrique totale (**HMT**) de la pompe.

3/ Y a-t-il un **risque de cavitation**.

On donne

$$h_1 = 2.5\text{m}, \quad h_2 = 2.5\text{m}, \quad h_3 = 3\text{m}, \quad \rho_{eau} = 10^3 \text{kg} \cdot \text{m}^{-3}, \quad g = 9.81 \text{N} \cdot \text{kg}^{-1},$$

$$P_{vap} = 0.35 \cdot 10^5 \text{Pa}, \quad NPSH_{requis} = 6 \text{m}$$

Exercice n°3 (examen 2023)- Répondre par **VRAI** ou **FAUX** :

Les machines génératrices convertissent l'énergie électrique en énergie mécanique.	<input type="checkbox"/>
Les pompes rotatives à engrenage sont des pompes centrifuges.	<input type="checkbox"/>
Le moteur à combustion interne est une machine motrice.	<input type="checkbox"/>
Une turbine à gaz c'est une machine génératrice à gaz.	<input type="checkbox"/>
Les machines thermiques sont des machines génératrices.	<input type="checkbox"/>
L'utilisation d'une pompe centrifuge est adaptée aux débits élevés.	<input type="checkbox"/>
Un compresseur est un générateur à gaz.	<input type="checkbox"/>
Une pompe centrifuge est une génératrice à liquide.	<input type="checkbox"/>
La NPSH c'est un critère qui définit la pression nécessaire à l'aspiration en évitant le risque du phénomène de cavitation.	<input type="checkbox"/>
Le déplacement du liquide par une pompe volumétrique est obtenu en variant le volume d'une cavité, afin d'augmenter la pression du fluide.	<input type="checkbox"/>
Un moteur synchrone est un moteur à courant alternatif.	<input type="checkbox"/>
La HMT c'est la force qui permet de transporter le fluide au point le plus bas de l'installation	<input type="checkbox"/>

CHAPITRE IV EQUIPEMENTS STATIQUES

IV.1 Introduction

Le terme « matériel statique » fait référence à tous les appareils ou installations qui restent immobiles pendant leur fonctionnement. On utilise principalement ces équipements dans différents domaines tels que l'industrie, la chimie, l'agroalimentaire et le traitement des eaux.

Exemples d'équipements immobiles :

- **Les échangeurs thermiques** sont employés afin de transmettre la chaleur d'un fluide à un autre.
- **Les réacteurs** conçus pour les interactions chimiques et la fabrication de produits.
- **Les colonnes** servent à des procédés tels que la distillation et l'absorption.
- **Les séparateurs** sont utilisés pour séparer les phases liquides et gazeuses.
- **Les réservoirs à pression** conçus pour conserver des gaz liquéfiés et des liquides à haute pression.
- **Les récipients** utilisés pour conserver des liquides et des produits alimentaires.
- **Les silos** conçus pour conserver des grains et des poudres.
- **La tuyauterie** est utilisée pour le transport de liquides.

IV.2 Caractéristiques des équipements statiques

Les équipements statiques présentent diverses particularités :

- **Structure physique** : Ils sont solides et ne se déplacent pas pendant leur fonctionnement.
- **Leurs années de vie** sont généralement longues, s'étendant sur plusieurs années.
- **Prix élevé** : L'achat et la mise en place de ces équipements peuvent engendrer un investissement important.
- **Maintenance** : Il est crucial de réaliser une maintenance régulière afin de garantir leur efficacité et leur sécurité.

IV.3 Domaines d'application

Les équipements statiques jouent un rôle essentiel dans différents secteurs, tels que :

- Dans les domaines de la chimie, de la pétrochimie, de l'agroalimentaire, de la pharmacie et de la métallurgie, ils sont utilisés.
- Les services de traitement des eaux sont essentiels pour la potabilisation et le traitement des eaux usées.
- L'énergie joue un rôle crucial dans la génération d'électricité et la transformation du pétrole.
- Écologie : Employés pour le traitement des déchets et l'incinération.

En bref, l'utilisation de l'équipement statique joue un rôle essentiel dans de nombreux processus industriels et de traitement. Il est essentiel de faire un choix avisé et d'assurer un entretien approprié de ces équipements afin d'assurer leur efficacité, leur sécurité et leur longévité.

IV.4 Appareils tubulaires d'échange de chaleur

• **Définition et importance** : Un échangeur thermique est un élément indispensable pour transmettre de l'énergie thermique d'un fluide à un autre sans les mélanger. La surface d'échange qui sépare les deux fluides est traversée par ce flux thermique. Les échangeurs de chaleur ont une fonction essentielle dans différents domaines, à la fois industriels et domestiques, tels que le chauffage et la climatisation.

• **Comment fonctionne l'échangeur tubulaire** : Un simple échangeur tubulaire est constitué de deux tubes coaxiaux cylindriques. Les caractéristiques physico-chimiques (pression, concentration) de chaque fluide sont conservées, à l'exception de leur température, par le biais de la paroi du tube intérieur. L'échangeur est conçu en fonction des fluides utilisés.

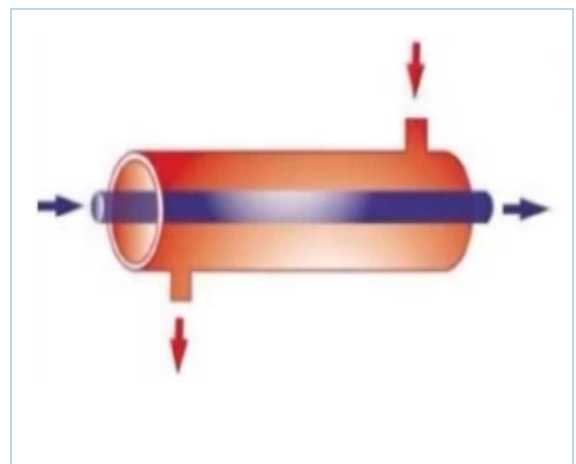


Fig-IV.1 Echangeur tubulaire [*].

IV.4.1 Utilités et domaines d'utilisation

Les échangeurs de chaleur sont utilisés dans différents secteurs avec différentes utilisations, comme :

-Les chaudières : Elles permettent le transfert de chaleur pour le chauffage et la production d'eau chaude sanitaire.

- Les radiateurs font usage d'eau chaude afin de chauffer l'air des espaces.
- Équipements de réfrigération : Réfrigérateurs et systèmes de climatisation.
- Réduction des températures élevées : Prévention des dégâts causés par des fluides chauds (par exemple : radiateur automobile).
- Communication entre circuits : Garantit la sécurité dans des zones sensibles, telles que les centrales nucléaires.

IV.4.2 Matériaux utilisés

La conductivité thermique des matériaux est primordiale pour le bon fonctionnement d'un échangeur thermique. Les matériaux couramment utilisés incluent :

- Cuivre
- Inox
- Aluminium
- Acier

IV.4.3 Principales technologies utilisées

Un échangeur thermique fonctionne à l'aide de deux principaux équipements :

- Tubes (peuvent être à ailettes)
- Plaques

IV.4.3.1 Mode de transfert thermique dans les tubes

L'échange de chaleur se produit toujours par convection : plus la surface d'échange est grande, plus l'échange est performant.

Trois types de fonctionnement peuvent être identifiés dans les échangeurs de chaleur tubulaires :

- **à co-courant (ou échangeur anti-méthodique)** : les deux fluides se déplacent parallèlement et dans la même direction. Dans un échangeur anti-méthodique, il est essentiel que la température de sortie du fluide froid soit inférieure à celle du fluide chaud.

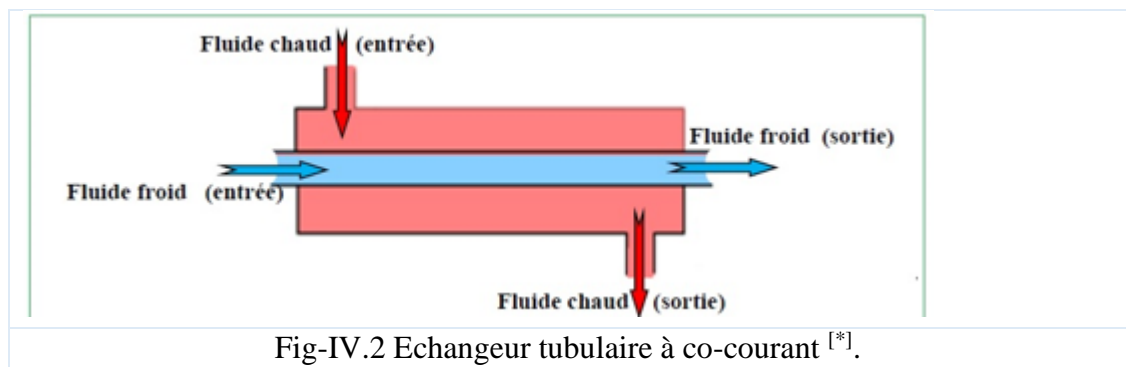


Fig-IV.2 Echangeur tubulaire à co-courant [*].

- **à contre-courant (on parle aussi d'échangeur méthodique)** : les deux fluides se déplacent parallèlement mais dans les sens contraires. Le coefficient d'échange est nettement plus élevé dans un échangeur méthodique que dans un échangeur anti-méthodique, et la température de sortie du fluide froid peut être supérieure à la température de sortie du fluide chaud.

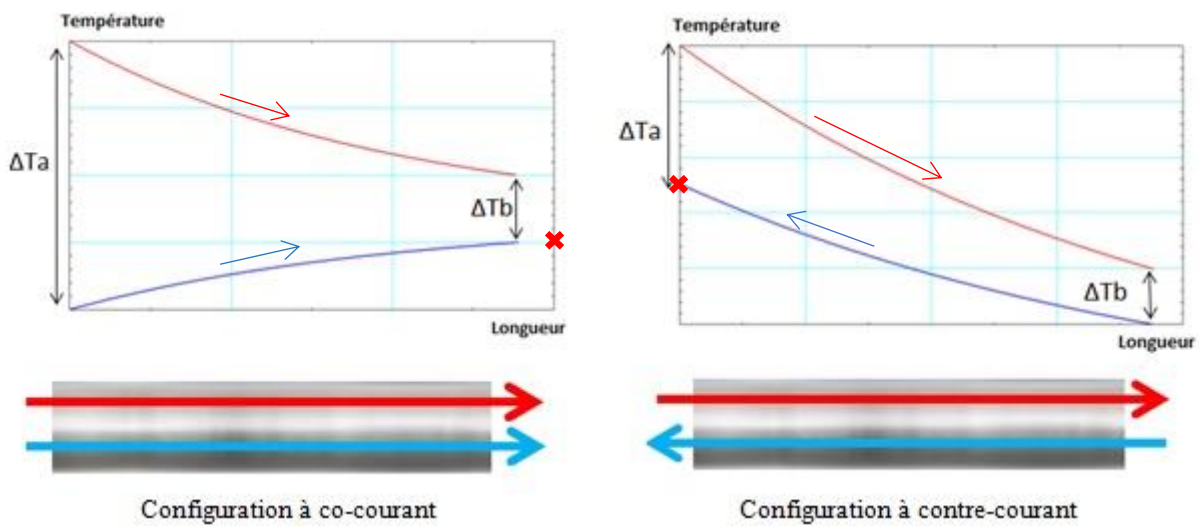
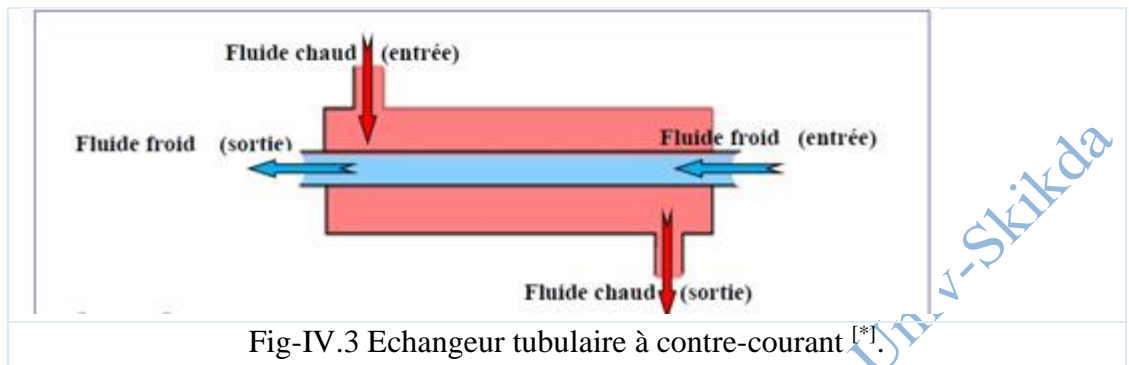


Fig-IV.4 Variations des températures dans les échangeurs [1].

- **à courants croisés** : les deux fluides circulent perpendiculairement l'un à l'autre [16].

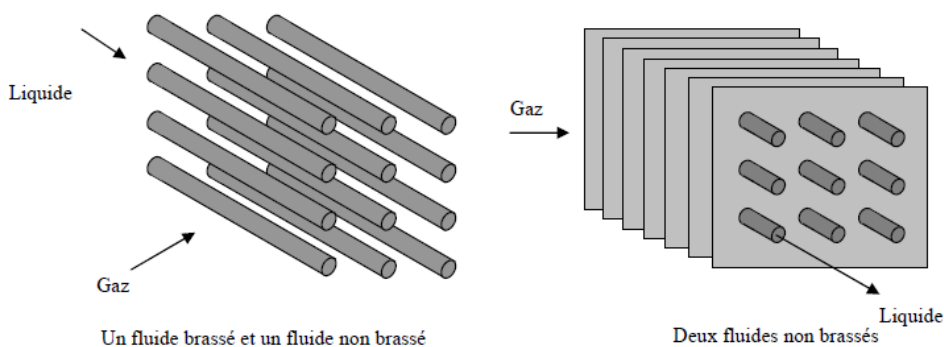


Fig-IV.5 Echangeur à courants croisés [1].

[16] Un fluide est dit non brassé s'il s'écoule dans une veine divisée en plusieurs canaux parallèles distincts et de faible section, il est dit brassé dans le cas contraire.

IV.4.3.2 Différents types d'échangeur

Il existe plusieurs types d'échangeurs thermiques, notamment :

- Échangeur à tube à ailette
- Échangeur à coque et tube
- Échangeur à double tube (serpentin)
- Échangeur à plaque
- Échangeur en spirales

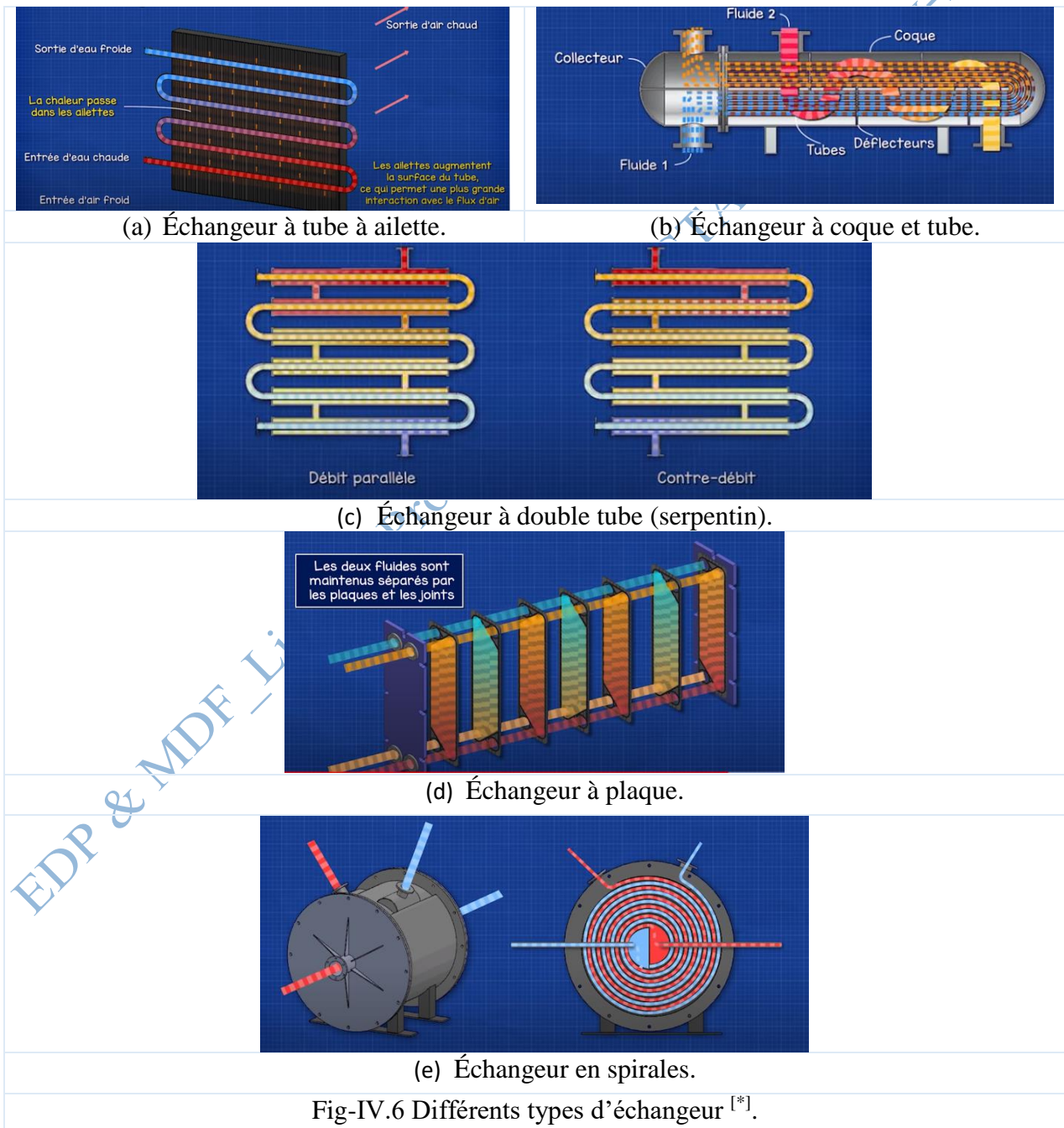


Fig-IV.6 Différents types d'échangeur [*].

Hypothèse :

- ✓ Fonctionnement en régime stationnaire.
- ✓ Pression = Cte $\longrightarrow \delta Q = dH$
- ✓ Fonctionnement adiabatique : $\delta Q = 0$

Le système n'échange que de la chaleur (voir partie **III. 9. 1**), on aura alors :

$$dU = \delta Q = (H_s - H_e)dm$$

$$Cp\Delta T = (H_s - H_e)dm$$

Le flux de chaleur ϕ est la variation d'une quantité de chaleur par rapport au temps :

$$\phi = \frac{dQ}{dt} = (H_s - H_e) \frac{dm}{dt} = (H_s - H_e)m'$$

Fonctionnement adiabatique avec la présence de deux fluides (1) et (2) on aura :

$$\dot{m}_1(H_s - H_e)_1 + \dot{m}_2(H_s - H_e)_2 = 0$$

$$\Rightarrow \phi = \dot{m}_1(H_s - H_e)_1 = -\dot{m}_2(H_s - H_e)_2$$

- ✓ Cas où il n'y a pas de changement de phase et $Cp = Cte$

L'expression du flux de chaleur transféré dans un échangeur (**la puissance de l'échangeur**) peut être déterminée en écrivant qu'il est égal au flux de chaleur perdu par le fluide chaud et au flux de chaleur gagné par le fluide froid pendant leur traversée de l'échangeur :

$$\Rightarrow \phi = \dot{m}_1 C_{p,1} (T_s - T_e)_1 = -\dot{m}_2 C_{p,2} (T_s - T_e)_2$$

Flux échangé entre les deux fluides = Puissance de l'échangeur

- **L'écart de température moyenne logarithmique**

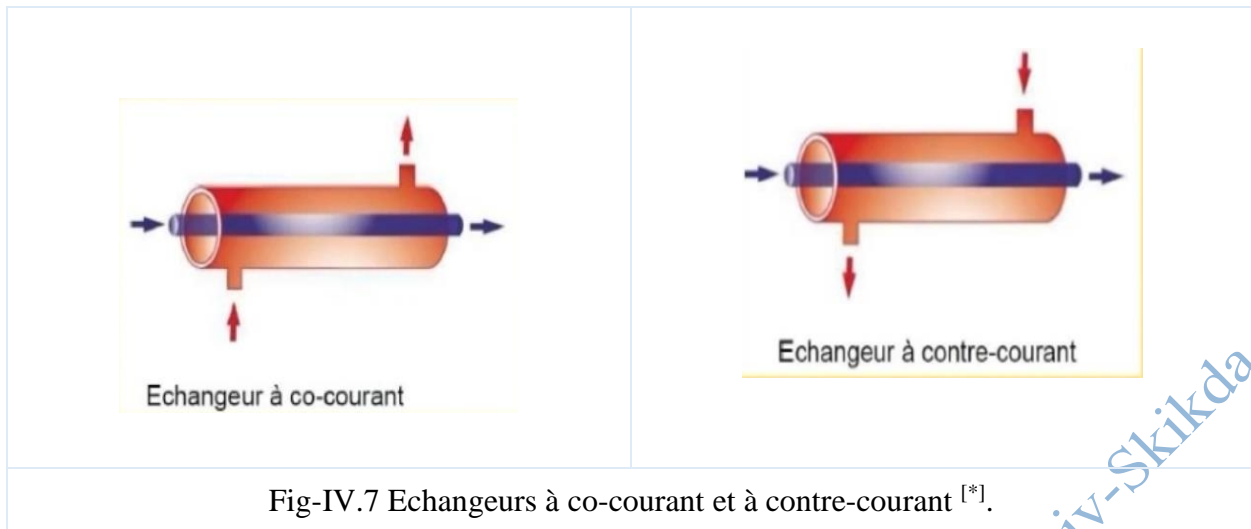
Dans le domaine de l'ingénierie thermique, la température moyenne logarithmique (ΔT_{ml}) joue un rôle crucial, notamment pour l'étude des échangeurs de chaleur. Elle offre la possibilité de mesurer la différence de température entre deux fluides en mouvement, ce qui facilite le calcul du transfert thermique.

La ΔT_{ml} est définie comme suit:

$$\Delta T_{ml} = \frac{\Delta T_s - \Delta T_e}{\ln\left(\frac{\Delta T_s}{\Delta T_e}\right)}$$

Cette formule est utilisée pour des systèmes à co-courant ou à contre-courant, où les fluides circulent dans la même direction ou dans des directions opposées, respectivement :

Co- courant $\Delta T_s = T_{cs} - T_{fs}$ $\Delta T_e = T_{ce} - T_{fe}$	Contre-courant $\Delta T_s = T_{cs} - T_{fe}$ $\Delta T_e = T_{ce} - T_{fs}$
---	--



La puissance de l'échangeur calculée en fonction de l'écart de température moyen logarithmique :

$$\phi = H \times S \times F \times \Delta T_{ml}$$

F = Facteur de correction ; $F = F(R, P)$

H = coefficient d'échange globale de l'échangeur

$$R = \frac{T_{ce} - T_{cs}}{T_{fe} - T_{fs}} \quad P = \frac{T_{fs} - T_{fe}}{T_{ce} - T_{cs}}$$

On obtient la valeur du facteur de correction F à partir du diagramme.

Le débit massique est :

$$m = Q_m = \rho \cdot Q_V = \rho \cdot v \cdot S$$

$$[m] = kg/S \quad , \quad [Q_V] = m^3/S$$

Application 1 :

On dispose de $2000 kg/h$ d'eau chaude $T_e = 60^\circ C$, pour faire passer de $15^\circ C$ à $30^\circ C$, $4000 kg/h$ d'eau froide, avec : $C_p = 4180 J/kgK$.

- Quelle est la puissance de l'échangeur ?
- En déduire la température de sortie du fluide chaud ?

Réponse :

Données du problème : Fluide froid : $T_e = 15^\circ C$ $T_s = 30^\circ C$ $\dot{m} = 4000 kg/h$

Fluide chaud : $T_e = 60^\circ C$ $T_s = ?^\circ C$ $\dot{m} = 2000 kg/h$

Capacité : $C_p = 4180 J/kgK$

- La puissance de l'échangeur :

$$\phi = \dot{m}_1 C_{p,1} (T_s - T_e)_1 = \frac{4000}{3600} \times 4180 \times (30 - 15) = 69666 W = \mathbf{69,7 KW}$$

- Température de sortie du fluide chaud :

$$\phi = -\dot{m}_2 C_{p,2} (T_s - T_e)_2 = \dot{m}_2 C_{p,2} (T_e - T_s)_2 = \frac{2000}{3600} \times 4180 \times (60 - T_s)$$

$$\longrightarrow \frac{69666}{2322} = (60 - T_s) \Rightarrow T_s \approx 30^\circ\text{C}$$

Application2 :**Enoncé :**

On considère un échangeur de chaleur de type tubes / calandres (contre-courant):

- Calculer le débit en m^3/h de fluide froid (eau) ;
- Calculer le coefficient d'échange globale H de l'échangeur pour $S = 1 m^2$.

On donne : $T_{ce} = 120^\circ\text{C}, T_{cs} = 60^\circ\text{C}, T_{fe} = 20^\circ\text{C}, T_{fs} = 50^\circ\text{C}$

$$\rho_{eau} = 1000 \text{ kg/m}^3, \rho_{huile} = 750 \text{ kg/m}^3$$

$$m_c = 15 m^3/h$$

$$C_{eau} = 4180 \text{ J/kg.K}, C_{huile} = 2260 \text{ J/kg.K}$$

Rappel :

Flux échangé entre les deux fluides = puissance de l'échangeur

$$\phi = \dot{m}_1 C_{p,1} (T_s - T_e)_1 = -\dot{m}_2 C_{p,2} (T_s - T_e)_2$$

Méthode de l'écart de température moyen logarithmique :

$$\phi = H \times S \times F \times \Delta T_{ml}$$

F : Facteur de correction ; $F = F(R, P)$

$$R = \frac{T_{ce} - T_{cs}}{T_{fe} - T_{fs}} \quad P = \frac{T_{fs} - T_{fe}}{T_{ce} - T_{cs}} \quad \Delta T_{ml} = \frac{\Delta T_s - \Delta T_e}{\ln\left(\frac{\Delta T_s}{\Delta T_e}\right)}$$

Réponse :

La puissance de l'échangeur :

$$\phi = (\dot{m}_f C_f) [T_{fs} - T_{fe}] = -(\dot{m}_c C_c) [T_{cs} - T_{ce}]$$

Le débit massique :

$$\dot{m} = Q_m = \rho \cdot Q_V$$

$$\text{Pour l'huile: } \dot{m}_c = \frac{15}{3600} = 4,167 \cdot 10^{-3} m^3/s$$

Tel que :

$$\phi = -(\dot{m}_c C_c) [T_{cs} - T_{ce}] = -4,167 \cdot 10^{-3} \times 750 \times 2260 \times [60 - 120] = 423750W$$

Pour l'eau :

$$\phi = 423750 = (\dot{m}_f C_f) [T_{fs} - T_{fe}] = \dot{m}_f \times 4180 \times [50 - 20]$$

$$\dot{m}_f = \frac{423750}{4180 \times [50 - 20]} = 3,37 \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_f = \frac{3,37}{1000} = 3,14 \times 10^{-3} \times 3600 = 12,24 \text{ m}^3/\text{h}$$

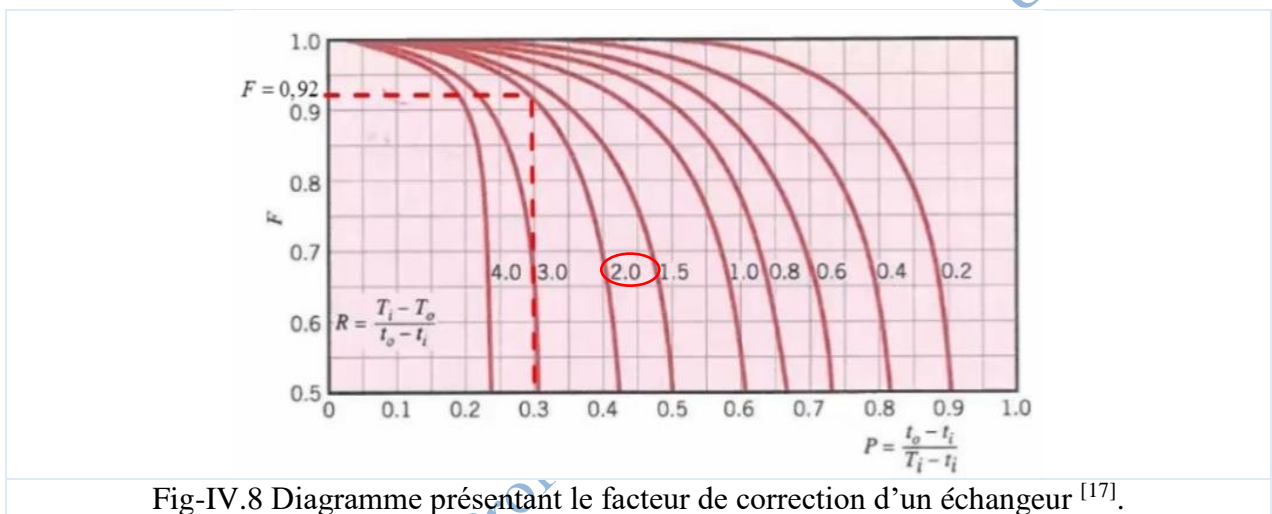
Le Facteur de correction : $F = F(R, P)$:

Tel que :

$$R = \frac{T_{ce} - T_{cs}}{T_{fs} - T_{fe}} = \frac{120 - 60}{50 - 20} = \frac{60}{30} = 2$$

$$P = \frac{T_{fs} - T_{fe}}{T_{ce} - T_{fe}} = \frac{50 - 20}{120 - 20} = \frac{30}{100} = 0,3$$

A partir du diagramme la valeur du facteur de correction est $F = 0,92$.



Or :

$$\Delta T_{ml} = \frac{\Delta T_s - \Delta T_e}{\ln\left(\frac{\Delta T_s}{\Delta T_e}\right)}$$

Pour l'échangeur à contre-courant :

$$\Delta T_s = T_{cs} - T_{fe} = 60 - 20 = 40^\circ\text{C}$$

$$\Delta T_e = T_{ce} - T_{fs} = 120 - 50 = 70^\circ\text{C}$$

$$\Delta T_{ml} = \frac{40 - 70}{\ln(0,571)} = \frac{-30}{-0,559} = 53,66^\circ\text{C}$$

Finalement pour $S = 1 \text{ m}^2$ $\phi = H \times S \times F \times \Delta T_{ml}$

$$H = \frac{\phi}{S \times F \times \Delta T_{ml}} = \frac{423750}{1 \times 0,92 \times 53,66} = 8583,6 \text{ W/K}$$

$$H = 8583,6 \text{ W/K}$$

^[17] Holman J.P. Heat transfer, 10th ed. Mc Graw- Hill, series in mechanical engineering, New York.

IV.5 Réacteurs

Le terme "réacteur" peut prendre différentes significations en fonction du contexte. Voici les trois principales significations :

IV.5.1 Réacteur chimique

Un réacteur chimique est un dispositif élaboré dans le but de **stimuler et de réguler une réaction chimique**. Sa forme et sa taille peuvent être variées, et sa composition peut fluctuer en fonction des substances chimiques employées et des conditions de réaction désirées.

IV.5.1.1 Utilités

Les objectifs d'un réacteur chimique comprennent :

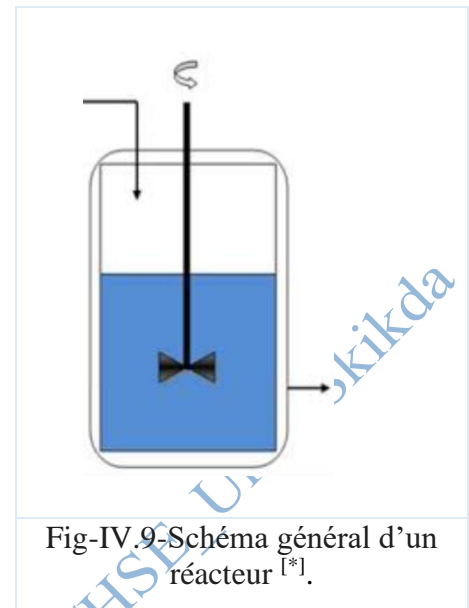
- Garantir un mélange adéquat des réactifs.
- Maintenir le niveau de température et de pression.
- Éliminer les gaz et les substances nocives.
- Optimiser l'efficacité de la réaction

Exemples de réacteurs chimiques :

- Bécher
- Erlenmeyer
- Réacteur à col long
- Autoclave
- Réacteur à suspension fluide

IV.5.2 Réacteur nucléaire

En réalité, un réacteur nucléaire est un appareil qui génère de l'énergie par fission nucléaire. Ce processus débute lorsque les noyaux d'atomes d'uranium ou de plutonium sont frappés par des neutrons, ce qui les divise en noyaux mineurs. Cette fission libère une grande quantité d'énergie sous forme de chaleur, ainsi que d'autres neutrons qui peuvent à leur tour entraîner d'autres fissions, ce qui entraîne une réaction en chaîne contrôlée.



IV.5.2.1 Utilités

Les réacteurs nucléaires servent à :

- Fabrication d'électricité
- Propulsion des navires
- Générer de la chaleur pour des usages industriels

Exemples de réacteurs nucléaires :

- Réacteur à eau pressurisée (REP)
- Réacteur à eau bouillante (REB)
- Réacteur à neutrons rapides (RNR)

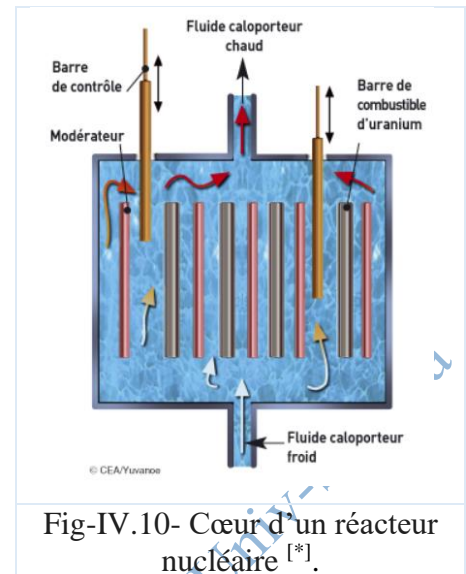


Fig-IV.10- Cœur d'un réacteur nucléaire [*].

IV.5.3 Réacteur à propulsion

Un réacteur à propulsion est un moteur qui utilise une réaction chimique ou nucléaire pour **générer une force de propulsion**. Il est utilisé pour propulser des avions, des missiles, des bateaux et des engins spatiaux.

Les réacteurs à propulsion peuvent être classés en deux catégories :

- **Réacteurs chimiques** : Ils utilisent une réaction chimique exothermique pour produire de la chaleur et des gaz qui sont ensuite expulsés par une tuyère pour générer une force de propulsion.
- **Réacteurs nucléaires** : Ils utilisent la chaleur produite par la fission nucléaire pour chauffer un gaz qui est ensuite expulsé par une tuyère pour générer une force de propulsion.

Exemples de réacteurs à propulsion :

- Moteur à réaction
- Turbine à gaz
- Fusée à propergol liquide
- Moteur ionique

IV.5.3.1 Utilités

- Offrent une source constante et fiable d'énergie, à la différence des combustibles fossiles qui requièrent des ravitaillements réguliers.

- Les moteurs à combustion interne sont plus petits et plus légers, ce qui permet de libérer de l'espace pour d'autres équipements.
- Ils permettent aux navires et sous-marins de rester en mer pendant de longues périodes sans avoir besoin de carburant.

IV.6 Colonnes dans les réacteurs

Dans les réacteurs, les colonnes jouent un rôle essentiel dans différents processus chimiques. Ils peuvent avoir différentes fonctions selon le type de réacteur et la réaction chimique en cours. Parmi les fonctions et les types de colonnes que l'on peut rencontrer, voici quelques exemples:

IV.6.1 Colonnes de distillation

Les colonnes de distillation permettent de séparer les différents éléments d'un mélange liquide en fonction de leurs points d'éclatement. Ils sont couramment employés dans le secteur pétrolier et chimique afin de purifier des solvants ou de séparer des produits.

IV.6.2 Colonnes de réaction

Faciliter les réactions chimiques en fournissant une surface de contact entre les réactifs, souvent sous forme de catalyseurs. Utilisées dans des processus comme la synthèse chimique ou la catalyse hétérogène.

IV.6.3 Colonnes d'absorption

Le but est de supprimer les éléments indésirables d'un gaz ou d'un liquide en utilisant un solvant, comme pour traiter les gaz d'échappement pour éliminer les polluants.

IV.6.4 Colonnes de désorption

L'objectif est de récupérer des substances adsorbées sur un matériau solide en utilisant de la chaleur ou de la pression. On utilise ces colonnes pour recycler les solvants ou purifier les gaz.

IV.6.5 Colonnes à lit fixe et à lit fluidisé

Dans les colonnes à lit fixe, le catalyseur est stationnaire, tandis que dans les colonnes à lit fluidisé, le catalyseur est en

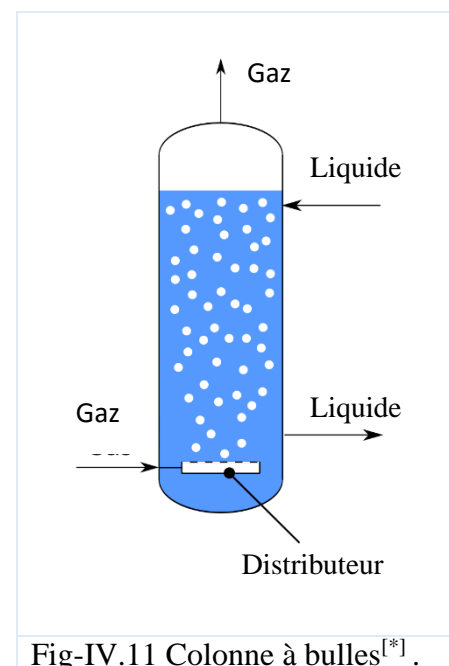


Fig-IV.11 Colonne à bulles^[*].

suspension dans le fluide. Les colonnes à lit fluidisé sont souvent utilisées pour des réactions rapides et efficaces.

IV.6.6 Utilités

Les colonnes sont utilisées dans divers secteurs, notamment :

- Industrie chimique : production de produits chimiques, de médicaments, de fertilisants, etc.
- Industrie pétrolière : raffinage du pétrole, production de gazole, d'essence, etc.
- Industrie agroalimentaire : production de jus de fruits, d'huiles végétales, de produits laitiers, etc.
- Industrie pharmaceutique : production de médicaments, de vaccins, etc.

Le choix du type de colonne et de ses caractéristiques dépend de plusieurs facteurs, notamment la nature des réactifs, la réaction chimique à effectuer, les conditions de réaction souhaitées et la production souhaitée.

IV.7 Réservoirs -Tuyauterie et Robinetterie

Les équipements de procédé statiques sont des équipements qui ne peuvent pas être déplacés. Ils incluent des composants tels que des réservoirs, des conduites et des robinets. On utilise des **réservoirs** pour conserver des fluides, comme des liquides, des gaz et des solides. Ils sont disponibles en différents matériaux tels que l'acier, le plastique et le béton.

La tuyauterie est employée afin de déplacer des fluides d'un lieu à un autre. Il se compose de différents matériaux tels que l'acier, le plastique et le cuivre.

La robinetterie sert à réguler la circulation des fluides. Elle peut être confectionnée avec différents matériaux tels que l'acier, le laiton et le plastique.

Les équipements statiques jouent un rôle crucial dans de nombreuses industries, telles que les industries chimiques, pétrolières et gazières, ainsi que les secteurs alimentaires et des boissons. Le bon entretien des équipements statiques est essentiel pour garantir leur bon fonctionnement et prévenir les accidents.

IV.7.1 Utilités

Les équipements immobiles sont employés dans divers secteurs, comme :

- Dans l'industrie chimique, des équipements fixes sont utilisés pour stocker et déplacer des produits chimiques.

- Des équipements fixes sont utilisés par l'industrie pétrolière et gazière pour stocker et transporter du pétrole et du gaz.
- Dans le domaine de l'alimentation et des boissons, il est nécessaire d'utiliser des équipements fixes pour stocker et transporter des aliments et des boissons.
- Gestion et stockage de l'eau et des eaux usées à l'aide d'équipements statiques dans l'industrie.

EDP & MDF _Licence Professionnelle _ISTA/HSE _Univ-Skikda

Références Bibliographiques

- Frank M. White. “Fluid Mechanics”, 7^{ème} édition ISBN 978-0-07-352934-9.
- Riadh ben Hammouda. “Notions de Mécanique des Fluides”. Centre de publication universitaire.
- Renald V. Giles, Jack B. Evett, Cheng Liu. “Mécanique des fluides et hydraulique”. Série schaum.
- R. Comolet. “Mécanique expérimentale des fluides”. Tome II/tome II. ISBN .2-225-82158-5.
- Johanne BONNIN et al. “Hydraulique pour le génie des procédés”.
<http://creativecommons.org/licenses/by-nc-sa/4.0/fr/>.
- Ammari A. “Hydraulique général”.
- Sellam .F. “Hydraulique général”, Institut National Agronomique - Département du Genie Rural - Section hydraulique Agricole.
- Sakir Amiroudine, Jean-Luc Buttaglia. “Mécanique des fluides”, Université Bordeaux- Dunod.
- Ms. Maalem. “L’hydraulique, l’hydrodynamique et les solutions binaires. Tome1. Exercices corrigés avec Rappel de cours”. Collection SEP –ISBN -9961-929-08-X.
- Abdennour Berkoune. “Mécanique des fluides - propriétés de fluide”.
- Jean-Louis FANCHON. “Manuel de cours et exercices corrigés Mécanique-Berti éditions.
- P.Agati-N. Mattera . “Mécanique appliquée”–Dunod- ISBN- 210 0032178.
- R. Saker Ouargli “Turbomachines”.
- Risques et précautions liés au matériel – Différents types de machines tournantes-ENSPM- Formation Industrie- IFP training.
- Holman J.P. Heat transfer, 10th ed. Mc Graw- Hill, series in mechanical engineering, New York.
- Ludovic VOLAT. Thèse : Développement d’une méthode stochastique de propagation des incertitudes neutroniques associées aux grands cœurs de centrales nucléaires. Application aux réacteurs de génération III. AIX-MARSEILLE UNIVERSITÉ. 2017AIXM0001/001ED62-2018.
- Holman J.P. Heat transfer, 10th ed. Mc Graw- Hill, series in mechanical engineering, New York.
- Techniques de l’ingénieur.
- [*] source internet –Google image.