

N°.....

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

Ministère de l'enseignement supérieur et de la recherche scientifique

**Université M'Hamed Bougara**

**Faculté des Hydrocarbures et de la Chimie**



**Département Transport et Equipements des Hydrocarbures**

**Mémoire de Master**

**Spécialité** : Génie mécanique : Transport et Distribution des Hydrocarbures

Présenté par :

**-HIMEUR Rania Majda**

**-DJEMA Anissa**

THEME

**DIMENSIONNEMENT OPTIMAL D'UN SYSTEME DE COMPTAGE  
TRANSACTIONNEL ET EVALUATION DE L'INCERTITUDE SUR LA  
MESURE DE DEBIT PAR SIMULATION DE MONTE CARLO**

Soutenu publiquement le : 02 / 07 / 2017

Devant le jury :

Président de jury : KESSAL Mohand

Encadreur : YOUNSI Karim

Examineurs : BOUHAFS Smaïl

Année Universitaire : 2016-2017

# Sommaire

<b>Introduction</b> .....	3
<b>CHAPITRE I :COMPTAGE ET DEBITMETRES</b> .....	4
<b>I.1. Définition du comptage</b> .....	5
<b>I.2. But et objectif du comptage</b> .....	5
<b>I.3. Installations de comptage</b> .....	5
<b>I.4. Différents types de dispositifs de comptage</b> .....	7
<b>I.4.1. Débitmètres à élément déprimogène</b> .....	7
<b>I.4.2. Débitmètres dont le principe est la mesure de la vitesse du fluide</b> .....	11
<b>I.4.3. Débitmètre massique thermique</b> .....	15
<b>I.5. Principe de la méthode de mesurage pour Compteur à élément déprimogène</b> .....	16
<b>I.5.1. Normalisation</b> .....	17
<b>CHAPITRE II : RAPPEL EN MECANIQUE DES FLUIDES</b> .....	18
<b>II.1. Théorème de Bernoulli</b> .....	19
<b>II.1.1. Principe de conservation de l'énergie</b> .....	19
<b>II.1.2. Théorème de Bernoulli pour un fluide réel (visqueux)</b> .....	20
<b>II.1.3 Application du théorème de Bernoulli pour la démonstration de l'équation du débit définie par la norme ISO 5167</b> .....	21
<b>II.2. Ecoulements à travers des conduites cylindriques</b> .....	24
<b>II.2.1. Nombre de REYNOLDS</b> .....	24
<b>II.2.2. Les régimes d'écoulements dans une canalisation</b> .....	25
<b>II.2.3. Distribution de vitesse dans une canalisation</b> .....	26
<b>CHAPITRE III : CARACTERISTIQUES PHYSICO-CHIMIQUES DU GAZ NATUREL</b> .....	27
<b>III.1. Les conditions de base</b> .....	28
<b>III.2. Les caractéristiques physico-chimiques du gaz naturel</b> .....	28
<b>III.2.1. La composition chimique du gaz</b> .....	28
<b>III.2.2. La masse molaire moyenne d'un gaz</b> .....	29
<b>III.2.3. Masse volumique d'un gaz</b> .....	29
<b>III.2.4. Densité d'un gaz</b> .....	30
<b>III.2.5. Pouvoir calorifique d'un gaz</b> .....	31
<b>III.2.6. Facteur de compressibilité Z</b> .....	32
<b>III.2.7. Viscosité du gaz</b> .....	35

III.2.8. Indice de WOBBE.....	38
III.2.9. Point de rosée hydrocarbures .....	39
III.2.10. Point de rosée eau et teneur en eau.....	39
III.2.11. Chaleurs spécifiques « $C_p$ , $C_v$ » .....	39
III.2.12. Exposant isentropique.....	40
III.2.13. Coefficient de Joule Thomson.....	41
<b>CHAPITRE IV : L'ISO 5167 POUR LE DIMENSIONNEMENT D'UN COMPTEUR A DIAPHRAGME .....</b>	<b>42</b>
IV.1. Généralités sur l'élément primaire.....	44
IV.1.1. Forme générale.....	44
IV.2. Prises de pression .....	46
IV.2.1. Généralités et définitions.....	46
IV.3. Limites d'emploi.....	49
IV.4. Coefficients et incertitudes correspondantes des diaphragmes .....	50
IV.4.1. Coefficients .....	50
IV.4.2. Incertitudes.....	51
IV.5. Exigences d'installation.....	52
IV.5.1. Généralités.....	52
IV.5.2. Longueurs droites minimales d'amont et d'aval .....	53
IV.6.2. Redresseur d'écoulement à faisceau de 19 tubes (1998) .....	54
IV.6.3. Conditionneur d'écoulement Zanker .....	58
IV.6.4. Conditionneur d'écoulement Gallagher.....	59
IV.7. Exigence générale relative à l'écoulement au voisinage de l'élément primaire .....	61
IV.7.1. Conditions exemptes de giration.....	61
IV.7.2. Conditions d'écoulement acceptables .....	61
IV.8. Conditions générales pour le mesurage.....	62
IV.8.1. Nature du fluide .....	62
IV.8.2. Conditions de l'écoulement .....	62
<b>CHAPITRE V : DETERMINATION DE LA MASSE VOLUMIQUE PAR LES DEUX NORMES AGA-8 et AGA NX-19 .....</b>	<b>63</b>
V.1. Introduction.....	64
V.2. La norme AGA NX-19.....	64
V.2.1. Etapes de calcul.....	65
V.2.2. Détails du calcul.....	70

V.2.3. Déduction du facteur de compressibilité ainsi que de la masse volumique selon AGA NX-19.....	71
V.3. La norme AGA 8 .....	71
V.3.1. Etapes à suivre pour la détermination du facteur de compressibilité par l'AGA 8 sur le logiciel FLOWSOLV .....	72
V.4. Comparaison entre les deux normes AGA NX-19 et AGA 8.....	74
V.4.1. Comparaison en terme de quantification du débit lors du comptage.....	74
V.4.2. Résultats de calcul.....	75
V.4.3. Analyse des résultats en terme de quantité .....	76
V.4.4. Comparaison en terme de perte économique .....	77
V.4.5. Calcul des résultats .....	77
V.4.6. Analyse des résultats en terme de coût.....	79
V.5. Conclusion .....	79
<b>CHAPITRE VI : DIMENSIONNEMENT D'UNE RAMPE DE COMPTAGE A DIAPHRAGME</b> .....	<b>80</b>
VI.1. Détermination de l'épaisseur de la rampe de comptage .....	81
VI.1.1. Formule de BARLOW .....	81
VI.1.2. Détermination de l'épaisseur pour le banc de comptage considéré .....	82
VI.2. Dimensionnement d'une plaque à orifice .....	84
VI.2.1. Etapes à suivre pour le dimensionnement d'une plaque à orifice.....	84
VI.2.2. Dimensionnement de la rampe de comptage du gazoduc considéré .....	87
VI.2.3. Conclusion .....	88
VI.3. Détermination des longueurs droites en amont et en aval du diaphragme .....	89
VI.3.1. Installation d'un conditionneur d'écoulement et détermination des longueurs droites minimales.....	89
<b>CHAPITRE VII : DEFLEXION DE LA PLAQUE A ORIFICE</b> .....	<b>91</b>
VII.1. Définition de la déflexion.....	92
VII.2. Dimensionnement tenant compte de la déflexion .....	93
VII.3. Détermination de l'erreur de mesure sur le débit massique selon la norme AGA 3 .....	93
VII.4. Calcul de déflexion pour l'étude en cours .....	95
VII.5. Conclusion .....	97
<b>CHAPITRE VIII : DIMENSIONNEMENT OPTIMAL D'UN BANC DE COMPTAGE</b> .....	<b>99</b>
VIII.1. Principe du dimensionnement par calcul itératif .....	100
VIII.2. Dimensionnement d'un système de comptage par la méthode d'optimisation .....	100
VIII.2.1. Définition de l'optimisation.....	100

VIII.2.2. Optimisation d'un système de comptage .....	101
VIII.2.4. Techniques de résolution de la problématique .....	105
VIII.2.5. Application de la technique d'optimisation sur le dimensionnement de notre système de comptage .....	106
VIII.2.6. Résultats du dimensionnement du système de comptage par optimisation .....	108
<b>CHAPITRE IX : METHODES DE CALCUL D'INCERTITUDE SUR LA MESURE DU DEBIT MASSIQUE.....</b>	<b>109</b>
IX.1. Notion d'incertitude dans le comptage .....	110
IX.2. Méthodologie D'incertitude .....	110
IX.2.1. Termes et définitions .....	110
IX.3. Sources d'incertitudes .....	113
IX.3.1. Déroulement du calcul .....	113
IX.3.2. Incertitude sur la mesure de pression .....	113
IX.3.3. Incertitude sur la mesure de température .....	116
IX.3.4. Incertitude sur la mesure de la masse volumique.....	118
IX.3.5. Incertitude sur la mesure de la pression différentielle $\Delta P$ .....	120
IX.3.6. Incertitude sur la mesure des diamètres de la rampe D et de l'orifice d .....	120
IX.3.7. Incertitude sur le coefficient de décharge C .....	123
IX.3.8. Incertitude sur le coefficient de détente $\varepsilon$ .....	123
IX.4. Détermination de l'incertitude sur la mesure du débit massique .....	124
IX.4.1. Calcul de l'erreur sur la mesure du débit massique par la simulation de Monte Carlo .....	124
IX.4.2. Calcul de l'incertitude sur le débit massique par le biais de l'AGA -3, application classique des lois de l'incertitude .....	128
IX.4.3. Calcul de l'incertitude sur le débit massique par la norme ISO 5167 .....	130
IX.5. Conclusion.....	131
Conclusion Générale.....	132

## Liste des figures :

Figure 1 : station de comptage. ....	6
Figure 2 plaque à orifice à arête vive. ....	8
Figure 3: Tuyère ISA 1932. ....	9
Figure 4 : Tuyère long rayon avec grand rapport d'ouverture. ....	9
Figure 5: Tuyère long rayon avec petit rapport d'ouverture. ....	9
Figure 6 débitmètre venturi-tuyère. ....	9
Figure 7 tube de Venturi. ....	10
Figure 8 débitmètre à ultrason. ....	12
Figure 9 compteur à turbine. ....	13
Figure 10 débitmètre à effet vortex. ....	14
Figure 11 débitmètre à effet Coriolis. ....	15
Figure 12 débitmètre massique thermique. ....	16
Figure 13 : Fluide s'écoulant dans une conduite. ....	19
Figure 14 : Mise en évidence des différents régimes d'écoulement dans une conduite cylindrique. ....	25
Figure 15 : Relation entre les régimes d'écoulements, la vitesse et le débit dans une conduite cylindrique. ....	25
Figure 16 : Profil de vitesse dans une canalisation cylindrique pour un régime laminaire et turbulent. ....	26
Figure 17 abaque utilisé pour la détermination du facteur de compressibilité Z. ....	34
Figure 18 abaque pour la détermination de la viscosité des gaz hydrocarbures. ....	37
Figure 19 rapport des viscosités en fonction de la température et de la pression réduites. ....	38
Figure 20 : Plaque de diaphragme normalisé. ....	44
Figure 21 : Mesure de la planéité du diaphragme. ....	45
Figure 22 : Plan approximatif de l'écoulement, de la pression et la température dans un diaphragme. ....	47
Figure 23 : Diaphragme avec des prises de pression à D et à D/2 et à la bride. ....	48
Figure 24: Redresseur d'écoulement 19 tubes (1998). ....	54
Figure 25 plaque du conditionneur d'écoulement Zanker. ....	58
Figure 26 : Dispositions caractéristiques d'un conditionneur d'écoulement Gallagher. ....	60
Figure 27 : Vue de face. ....	60
Figure 28: Débit donné par AGA8 et AGA NX-19. ....	76
Figure 29 : L'écart en M\$ entre les deux normes. ....	78
Figure30 : Longueur droite avec un conditionneur d'écoulement Gallagher. ....	90
Figure31 : Plaque à orifice avant et après déflexion. ....	92
Figure 32 : Evolution d'incertitude de mesure sur le débit massique en fonction de la pression différentielle. ....	97
Figure 33 : Facteur de couverture pour différents niveaux de confiance pour une distribution normale. ....	112
Figure 34 : Distribution de probabilité rectangulaire. ....	112
Figure 35 : Distribution de probabilité normale. ....	112

<b>Figure 36 : Distribution de probabilité triangulaire.....</b>	<b>113</b>
<b>Figure 37 : Utilitaire d'analyse d'EXCEL.....</b>	<b>125</b>
<b>Figure 38 : Génération de valeurs aléatoires d'EXCEL.....</b>	<b>126</b>

*Je remercie Dieu pour ses bénédictions infinies ; je remercie nos martyrs, grâce à qui je vais paisiblement à l'école et je salue mon drapeau ; Merci maman, merci papa, merci à tous mes professeurs depuis la maternelle, et à toute personne qui collabore consciencieusement à l'épanouissement de ce pays, même avec un infime amour sincère porté dans son cœur.*

*Rania.*

# Remerciements

Ce mémoire n'aurait pas été possible sans l'intervention, consciente, d'un grand nombre de personnes. Je tiens à saisir cette occasion pour leur adresser mes profonds remerciements et mes profondes reconnaissances :

A mes parents dont les encouragements et l'amour inconditionnel m'accompagnent depuis toujours. Sans eux, je n'en serais certainement pas là, je leur dois tout. Cette thèse leur est dédiée.

A ma petite sœur qui m'a toujours soutenue.

A toute ma famille pour leur amour et leur soutien constant.

A notre encadreur Monsieur Younsi, pour ses précieux conseils, son aide, sa patience et son soutien durant toute cette période, ce qui nous ont permis de mener notre travail à bon port.

A ma binôme, Himeur Rania Majda, travailler à ses côtés fût un plaisir.

A tous les professeurs qui m'ont enseignée et qui par leurs compétences m'ont permis d'acquérir une bonne formation.

Je tiens également à remercier toutes les personnes qui ont contribué de près ou de loin à la réalisation de ce travail.

Anissa

## Introduction

L'investissement dans un projet de réalisation d'un réseau de transport des hydrocarbures coûte très cher. La rentabilité de ce projet nécessite une exploitation rationnelle du réseau et des équipements installés, d'où une détermination de la mesure de débit transporté avec une précision satisfaisante et nécessaire.

Le transport d'hydrocarbures par canalisations, des champs de production vers l'utilisateur, nécessite un suivi strict et rigoureux de la part des opérateurs chargés de la détermination des quantités de produits. Pour réaliser cette opération de comptage plusieurs facteurs entrent en jeu. L'objectif final, demeure l'acheminement des produits avec un minimum de perte et des livraisons des quantités mesurées d'une façon juste et équitable vis-à-vis des clients. Compte tenu des quantités importantes à livrer, une erreur même minime sur les quantités transportées, peut représenter du point de vue financier des montants non négligeables dans la vie d'une entreprise. Par conséquent, le suivi de l'évolution de la technologie de comptage, l'amélioration des procédés, en vue de l'augmentation de la précision, doivent demeurer les soucis majeurs de tous les transporteurs d'hydrocarbures.

L'étude qu'on vous propose va se porter sur la conception d'un dispositif de comptage à diaphragme (plaque à orifice) pour le gazoduc GZ.

Notre étude comporte :

- La détermination des caractéristiques du gaz naturel du site GZ tels que le facteur de compressibilité et la masse volumique par les deux normes américaines AGA 8 et AGA NX-19.
- Le dimensionnement de la rampe de comptage en satisfaisant les critères la norme européenne ISO 5167 relative à l'utilisation des diaphragmes.
- Etude de la déflexion de la plaque à orifice sous l'effet de la pression différentielle en se basant sur la norme américaine AGA 3.
- L'optimisation de la rampe de comptage en tenant compte des critères techniques mais aussi économiques pour avoir un dimensionnement optimal.
- Calcul de l'incertitude globale sur le débit transitant le système de comptage devant impérativement être inférieur à 1% pour un atteindre le niveau de précision fixé par les règlements en vue d'un comptage transactionnel.

# **CHAPITRE I : COMPTAGE ET DEBITMETRES**

## I.1. Définition du comptage

Le mesurage ou comptage d'un gaz en circulation dans une conduite est défini comme l'ensemble des opérations donnant accès à la connaissance de la quantité de gaz ayant traversé une section définie de la conduite pendant un intervalle de temps bien déterminé.

## I.2. But et objectif du comptage

Sur un réseau de transport, le gaz est compté pour connaître les quantités mises en jeu dans :

- **Le domaine commercial (transactionnel)**

Il est le fondement des applications des contrats d'achat, de vente et de transit. Il est à l'origine de l'établissement des statistiques et des prévisions. Il nécessite une mesure rigoureuse et précise préconisée par une réglementation élaborée par les services de métrologie, et devant impérativement respecter la condition sur l'erreur maximale tolérable par le règlement des transactions.

- **Le domaine technique**

Il donne les informations primaires indispensables à l'exploitation rationnelle des réseaux de transport et de distribution et l'établissement des bilans (répartition des débits dans les canalisations, gestion des stocks, prévision de consommation, étude de réseau, ...).

## I.3. Installations de comptage

Les comptages commerciaux sont situés aux points de « transfert de garde » du gaz :

- Soit entre une installation (champs producteur, usine de traitement,..) et un réseau de transport ;
- Soit entre deux réseaux de transport nationaux et internationaux ;
- Soit entre un réseau de transport et un réseau de consommation (client industriel ou distribution publique).

Dans les deux premiers cas, les quantités concernées sont importantes, et le comptage sera réalisé par une unité indépendante destinée uniquement à cette fonction. Elle est généralement dénommée « station de comptage ». Dans le dernier cas, il y a généralement détente de gaz et le comptage est alors intégré dans une unité qui réalise les fonctions de détente, régulation et comptage. Cette unité est appelée « poste de détente et comptage » ou plus simplement « poste de livraison ».

### I.3.1. Station de comptage

Une station de comptage peut être située :

- Soit à l'entrée d'un réseau : Comptage d'émission ;
- Soit à la jonction de deux parties d'un réseau : Comptage divisionnaire.

Une station de comptage comporte :

- Tous les appareils nécessaires au comptage :

- Elément primaires : plusieurs rampes de comptage sont installées en parallèle, actuellement, la plupart d'entre elles sont équipées d'un système de mesure par organes déprimogènes.
- Eléments secondaires : ils sont associés à chaque rampe de comptage et comprennent des capteurs de pression, de température, des appareils de mesure de la masse volumique et des calculateurs électroniques pour l'acquisition et le calcul des quantités.
- Eléments annexes : Les appareils de détermination des caractéristiques du gaz ; Sauf pour les comptages divisionnaires car dans ces cas les caractéristiques du gaz sont mesurées en un autre point du réseau.

D'autres appareils pour la surveillance de la qualité du gaz (hygromètre, détecteur d'impuretés...).

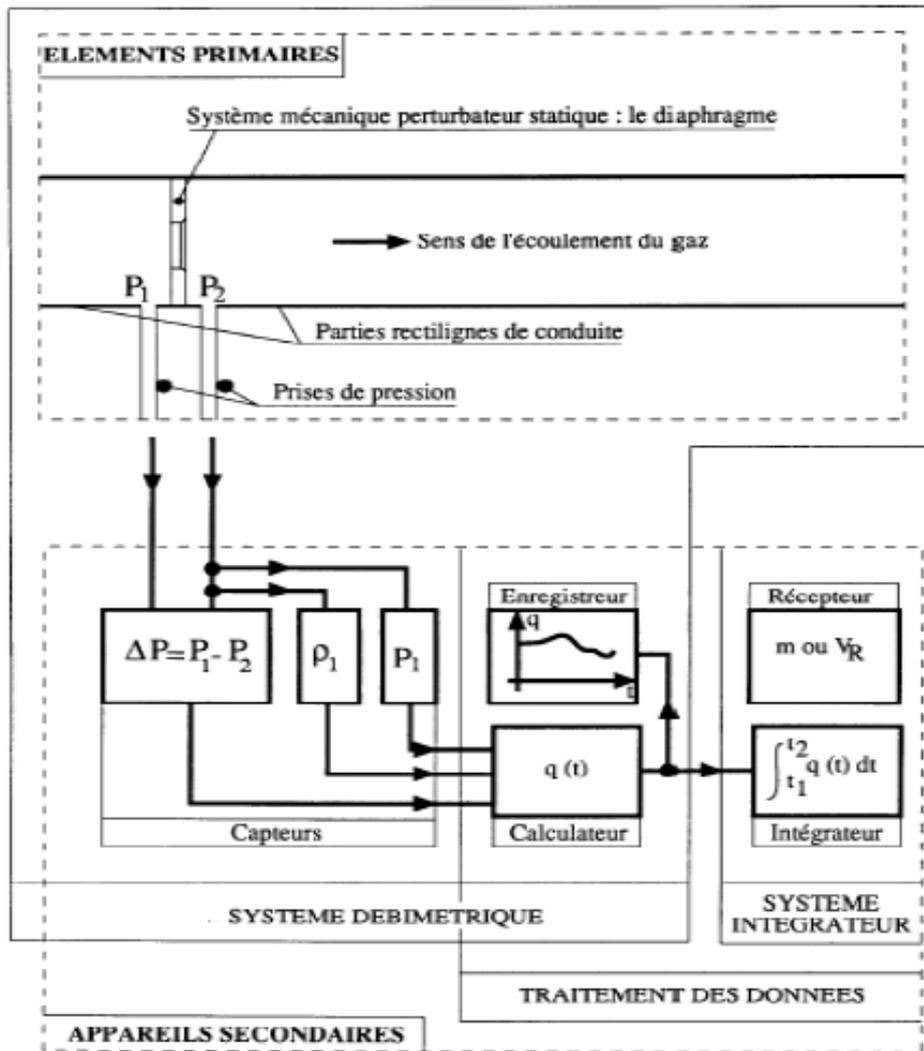


Figure 1 : station de comptage.

## I.4. Différents types de dispositifs de comptage

Il existe différents types de compteurs pour le mesurage, selon le niveau du débit et la nature du fluide, le principe du débitmètre adapté est très variable, il existe une classification simple selon la nature du paramètre mesuré :

- Débitmètres basés sur la mesure de la perte de charge (perte de pression) ou pression différentielle entre un repère amont et un repère aval, ceci à l'aide d'un organe déprimogène. Exemple : plaque à orifice (diaphragme), tuyère, Venturi ;
- Débitmètres basés sur la mesure de la vitesse du fluide. Exemple : débitmètre à turbine, débitmètre à ultrasons, débitmètre à vortex ;
- Débitmètres basés sur la mesure du débit massiques : thermique ou à effet Coriolis,

Le débit est calculé d'une manière directe ou indirecte à partir du paramètre mesuré (pression différentielle, vitesse, ..).

### I.4.1. Débitmètres à élément déprimogène

#### I.4.1.1. Plaque à orifice (diaphragme) :

Une plaque à orifice ou diaphragme concentrique est l'élément primaire le plus utilisé pour la mesure de débit par pression différentielle, il constitue le plus simple et le moins coûteux des éléments déprimogènes. Il consiste en une plaque mince, percée d'un orifice circulaire dont le centre coïncide avec celui de la conduite et dont l'arête amont forme un angle droit à bord vif. Faisant fonction d'élément primaire, le diaphragme limite l'écoulement du fluide, inséré au sein d'une tuyauterie circulaire, il crée un obstacle, augmente la vitesse du fluide et engendre une différence de pression entre l'amont et l'aval de la restriction. Cette mesure de pression différentielle est traduite en valeur de débit. Un diaphragme engendre habituellement une pression différentielle supérieure à celle des autres éléments primaires.

La mesure par pression différentielle est le seul principe normalisé (ISO 5167). La plaque à orifice est utilisée pour de nombreux types d'applications et de fluides couvrant de larges plages de fonctionnement. La plaque à orifice est caractérisée par une grande précision de mesure, un coût de pièces et de maintenance faible, une longue durée de vie sans défaillance d'usure. Elle permet également une installation rapide et simple car cet élément normalisé ne nécessite aucun calibrage sur site. Ce dispositif a pour avantage pratique de ne pas entraîner une augmentation importante du prix en fonction du diamètre de la conduite.

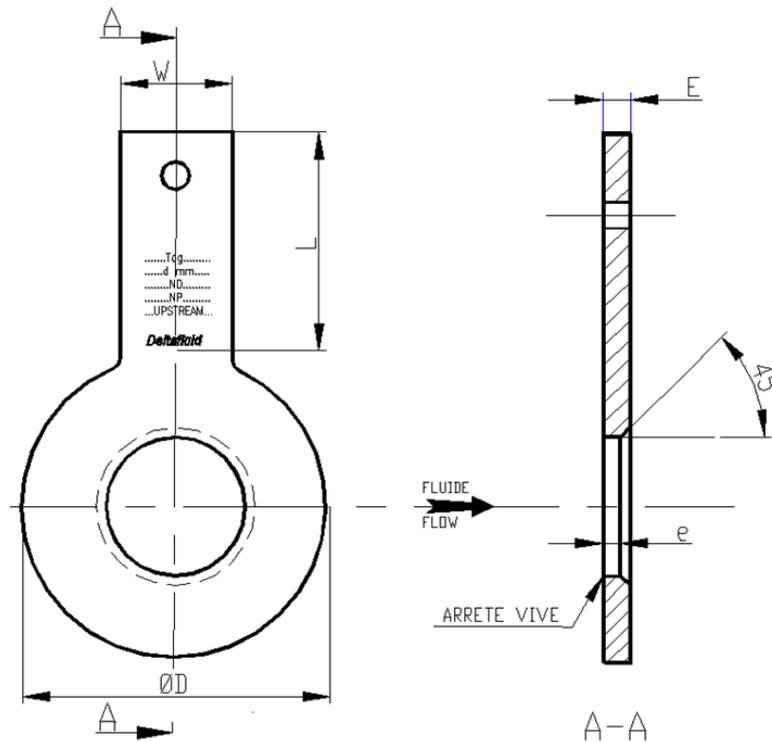


Figure 2 plaque à orifice à arête vive.

#### I.4.1.2. Tuyère

Une tuyère se compose d'une section d'entrée convergente avec un profil incurvé menant à un col cylindrique. Les tuyères sont adaptées pour la mesure de débit de fluides non visqueux circulant à grande vitesse. En effet, lors du passage d'un tel fluide au travers d'une plaque à orifice, il y a risque d'érosion ou de cavitation. La tuyère ne présente pas, elle d'arête vive susceptible d'être endommagée et offre ainsi un niveau de précision excellent. Malgré son encombrement modeste et la simplicité de sa conception, la tuyère revient un peu plus chère qu'un diaphragme à cause de son usinage plus complexe.

Il existe deux types de tuyères normalisées :

- ISA1932.
- Long rayon (à grand et petit rayon d'ouverture).

Pour diminuer la perte de charge et conserver un élément primaire court et acceptant des débits à grande vitesse, une solution à symétrie axiale appelée « venturi-tuyère » peut être proposée. Elle combine le profil standard d'une tuyère avec une section divergente de sortie.

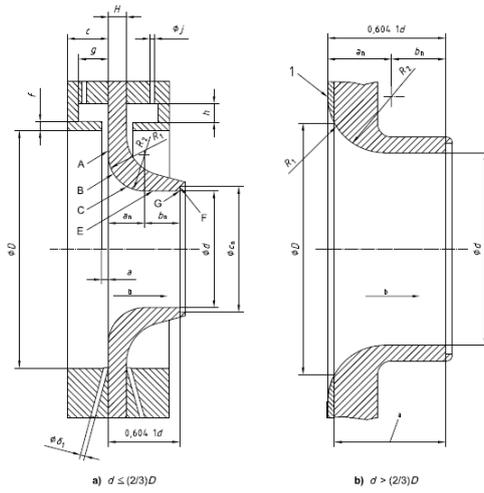
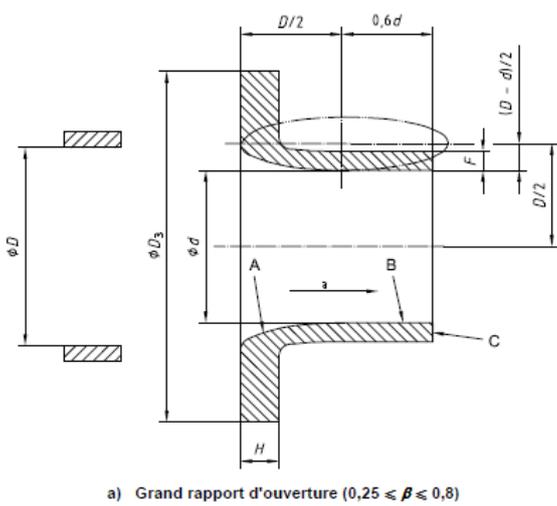
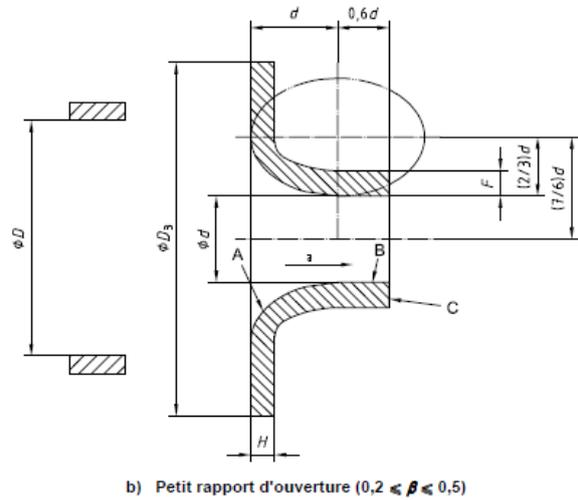


Figure 3: Tuyère ISA 1932.



a) Grand rapport d'ouverture ( $0,25 \leq \beta \leq 0,8$ )



b) Petit rapport d'ouverture ( $0,2 \leq \beta \leq 0,5$ )

Figure 4 : Tuyère long rayon avec grand rapport d'ouverture

Figure 5: Tuyère long rayon avec petit rapport d'ouverture.

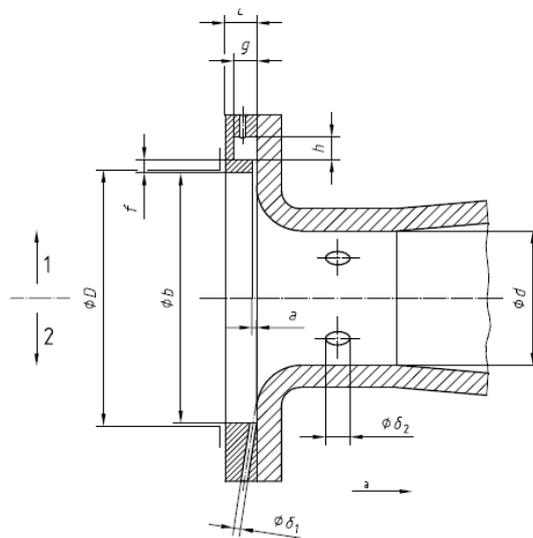


Figure 6 débitmètre venturi-tuyère.

**I.4.1.3. Venturi**

Un Venturi se compose d'une section d'entrée convergente menant à un col cylindrique puis d'une section divergente s'ouvrant progressivement. Ainsi, le fluide peut retrouver la quasi-intégralité de sa pression d'entrée. Il convient donc particulièrement à la mesure de débit dans les systèmes à faible pression.

Le Venturi est un appareil robuste, fiable, autorisant une faible perte de pression. Il convient pour une large gamme de débit et est adapté pour tous types de fluides, ses exigences en termes de longueurs droites amont et aval sont réduites par rapport aux autres organes de mesure de débit par différence de pression (plaques à orifice notamment). Cependant, Le prix de revient d'un tube de Venturi est plus élevé que celui d'un diaphragme.

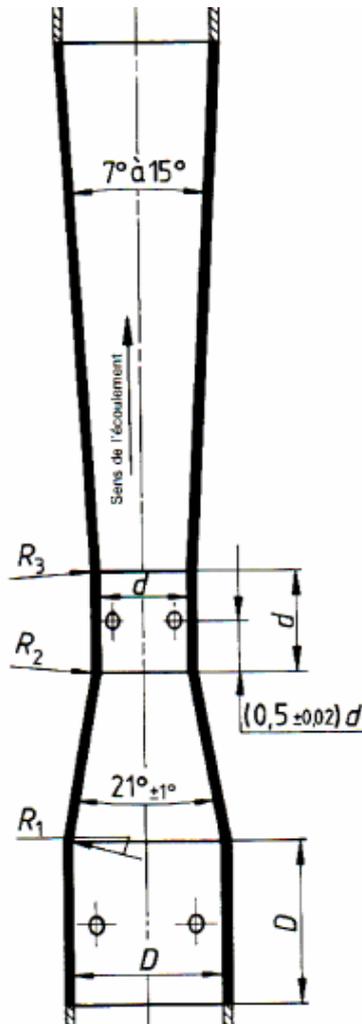


Figure 7 tube de Venturi.

## I.4.2. Débitmètres dont le principe est la mesure de la vitesse du fluide

### I.4.2.1. Débitmètre à ultrasons

Le débitmètre à ultrasons est un instrument utilisant les ultrasons pour mesurer la vitesse moyenne d'un fluide. La connaissance de la section permet d'avoir la mesure du débit. La mesure de débit par ultrasons fait appel à plusieurs techniques mettant en œuvre des sondes émettrices et réceptrices (les deux pouvant être confondues). Différentes méthodes sont possibles :

- a. **Débitmètre à effet Doppler** : l'effet Doppler consiste à analyser la fréquence de l'ultrason qui est « réfléchi » par une particule du fluide. La variation de fréquence est une image de la vitesse de la particule, et donc du fluide.
- b. **Débitmètre par mesure de différence des temps de transit** : on mesure le temps de parcours de l'onde ultrasonore d'amont/aval à aval/amont. Cette différence de temps est en fait l'image de la vitesse moyenne du fluide.

#### Principe de la mesure du temps de transit :

Une corde de mesure est constituée de deux transducteurs : le premier est placé en amont (sonde A) tandis que le second est placé en aval (sonde B). Le premier transducteur transmet un signal dans le sens de l'écoulement tandis que l'autre transmet un signal dans le sens opposé le long du même chemin. Une onde sonore se propage plus rapidement dans le sens d'écoulement d'un fluide que dans le sens opposé (Chaque sonde d'une corde est alternativement émettrice et réceptrice d'une onde ultrasonore impulsionnelle dirigée vers l'autre sonde).

Le temps que l'impulsion acoustique met pour traverser, avec et contre l'écoulement, est mesuré de manière précise. La différence de temps de transit est directement proportionnelle à la vitesse d'écoulement moyenne du milieu. La formule de calcul de la vitesse est la suivante :

$$V = \frac{L^2 \Delta T}{2Dt^2}$$

Où :

$L$  : Distance séparant les deux sondes ;

$\Delta T$  : Temps de transit moyen ;

$D$  : Diamètre de la conduite ;

$t$  : Différence de temps de transit.

Et de là, le débit volumique est déduit par intégration du profil de vitesse sur l'ensemble de la section considérée. C'est le produit de la vitesse moyenne multipliée par la section transversale du tuyau. L'information de volume est transmise au calculateur par des impulsions électroniques.

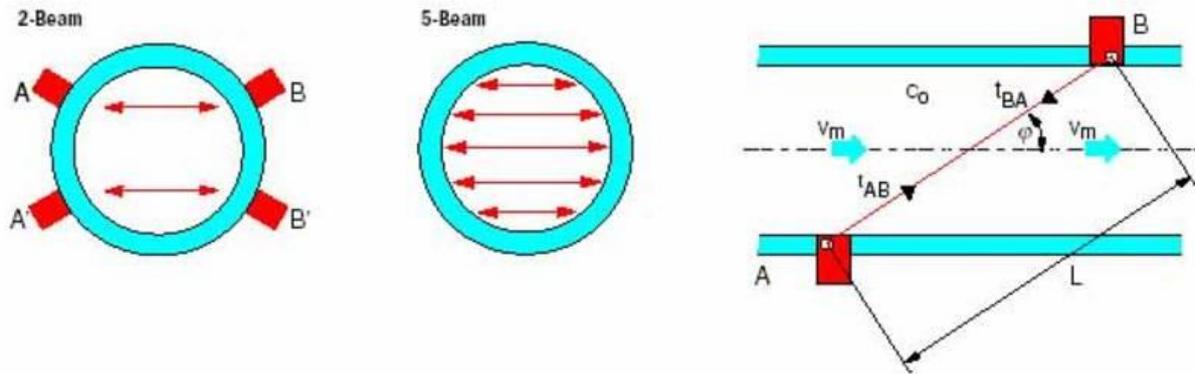


Figure 8 débitmètre à ultrason.

### Avantages et inconvénients des ultrasons

Le grand avantage des mesureurs à ultrasons est qu'aucune pièce mobile ne se trouve dans le flux. Résultat : insensibilité presque totale aux dépôts provoqués par le fluide, usure minimale et absence de bruit. De plus, ils peuvent résister jusqu'au double du débit nominal ce qui garantit la fiabilité des mesures et la grande longévité de l'appareil. Généralement utilisé pour des écoulements turbulents, sur des fluides non conducteurs, là où les débitmètres électromagnétiques ne conviennent pas, sur des conduites de diamètres très importants (sans limitation sur la dimension). L'utilisation de nouvelles technologies permet la transmission de plus petites différences de temps, de plus petits volumes peuvent être exactement enregistrés, garantissant une très grande précision pouvant atteindre 0,5% et un temps de réponse très rapide allant jusqu'à 1 ms.

L'inconvénient de ce type débitmètre est qu'il ne peut pas être utilisé pour des fluides véhiculant des solides car cela entrainera la dispersion des ondes acoustiques entre les deux transducteurs, et le coût de ce type de dispositif est excessivement cher.

### I.4.2.2. Compteur à turbine

C'est un compteur de vitesse qui fonctionne grâce à l'énergie cinétique du gaz qui le traverse. Le capteur est constitué d'une roue à aubes libres en rotation centrée dans une section de canalisation.

Le gaz pénètre dans le compteur d'écoulement qui :

- Régularise le front de vitesse.
- Evite une rotation de la veine gazeuse.
- Accélère la vitesse du gaz en la répartissant sur la périphérie de la canalisation où se situent les aubes de la turbine.

Le gaz provoque la rotation de la roue. La vitesse angulaire de la turbine est proportionnelle à la vitesse moyenne du gaz traversant le compteur sous réserve des conditions suivantes :

- Le débit de gaz ne présente pas de variations brutales.
- Les frottements mécaniques au niveau de la turbine sont faibles.
- Les aubes sont en bon état et ont un dessin en hélicoïde.

En aval de la turbine, un diffuseur permet le ralentissement du gaz avec un minimum de perte de charge. Un train d'engrenage transmet la rotation de la turbine au totaliseur d'affichage des débits (proportionnel au nombre de tour de la roue).

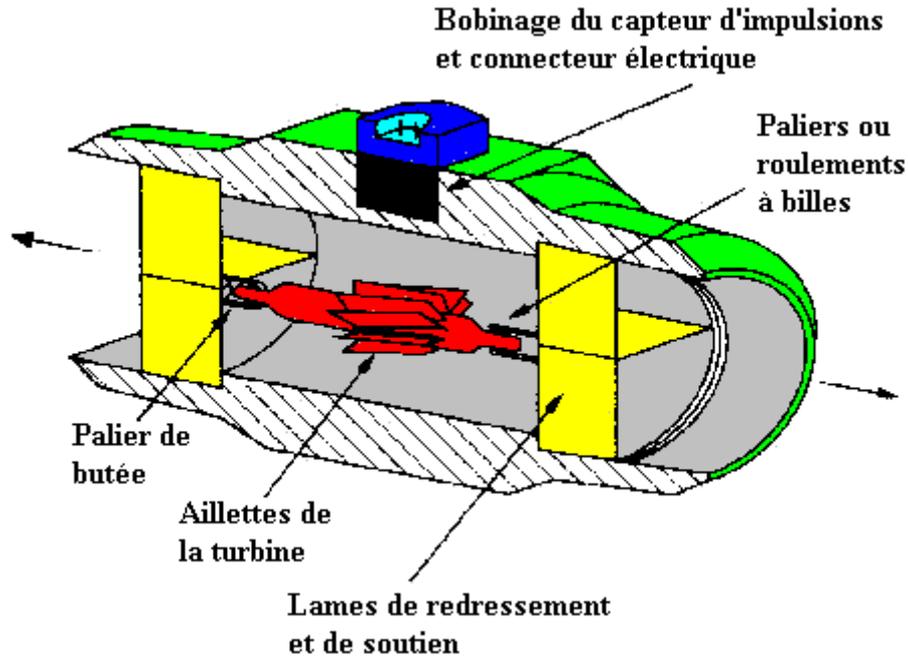


Figure 9 compteur à turbine.

#### I.4.2.3. Compteur à effet vortex

Le principe de ces appareils consiste à créer dans un flux de gaz des tourbillons ou vortex (effet Karman) dont on mesure la fréquence. Cette fréquence est liée à la vitesse moyenne de l'écoulement, donc au débit du gaz. Le tube de mesure comporte un obstacle générateur de tourbillons. Lorsqu'un le fluide rencontre ce corps non profilé, il se divise et engendre de petits tourbillons ou vortex alternés, de part et d'autre et en aval de l'obstacle. Ces tourbillons engendrent des zones de pression variable, détectées par un capteur de mesure au moyen d'un cristal piézoélectrique.

La fréquence de génération des tourbillons est directement proportionnelle à la vitesse du fluide en amont de l'obstacle pour des nombres de Reynolds compris entre  $10^3$  et  $10^5$  selon la relation suivante (De Stouhal et Karman) :

$$F = \frac{SV}{d}$$

Où :

$S$  : Nombre de Strouhal ;

$V$  : Vitesse de l'écoulement ;

$d$  : Largeur de l'obstacle.

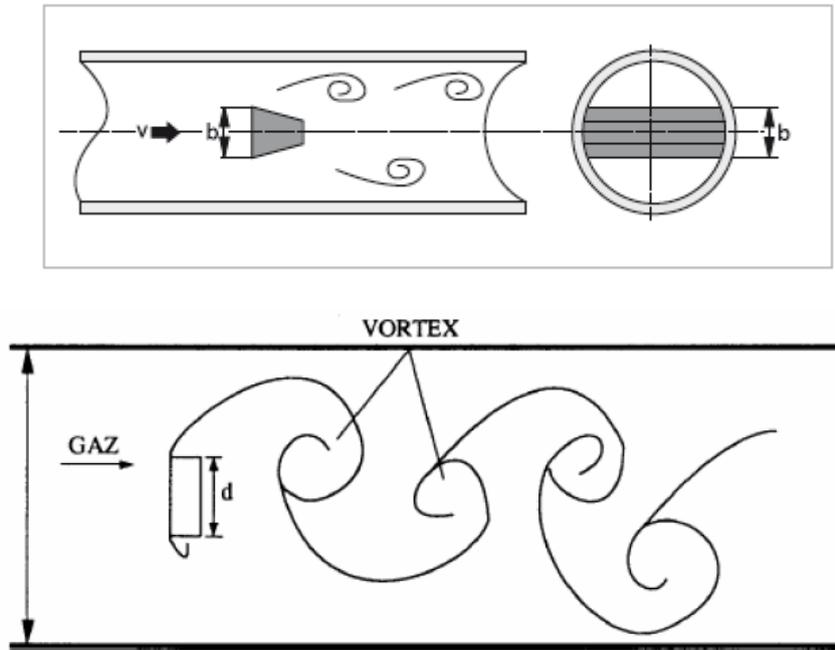


Figure 10 débitmètre à effet vortex.

#### I.4.2.4. Débitmètre à effet Coriolis

Lorsqu'un objet est soumis à la fois à une rotation et à une translation il subit une accélération dite de Coriolis :  $a_c = 2\omega \wedge v_t$  où  $\omega$  est le vecteur de rotation et  $v_t$  le vecteur vitesse de translation. Cette objet subit donc une force dite de Coriolis  $F_c = ma_c = 2m\omega \wedge v_t$ .

Le débitmètre met en œuvre un système qui mettra en rotation une portion de masse  $m$  du liquide qui s'écoule dans la canalisation. La connaissance de la vitesse de rotation  $\omega$  et la mesure nous permet alors d'accéder directement à la valeur du débit massique. Les constructeurs ont mis au point des systèmes oscillants qui mettent en œuvre une rotation dont la vitesse varie sinusoidalement. Les tubes de mesure en forme de U sont portés à une fréquence de résonance par un exciteur électromagnétique. Lorsque le fluide s'écoule dans les tubes, il se crée alors des forces de Coriolis qui génèrent une déformation des tubes de mesure. La superposition du mouvement de Coriolis sur l'oscillation initiale montre une différence de phase, détectée par deux capteurs électromagnétiques. Cette différence de phase est une mesure directe du débit massique. La fréquence de résonance des tubes est une mesure directe de la masse volumique du fluide dans le capteur.

Le débitmètre à effet Coriolis possède une grande exactitude de mesure, de l'ordre de 0,1 %, ses seules faiblesses sont son coût. (Deux fois supérieur à un débitmètre électromagnétique) et sa sensibilité aux vibrations du procédé.

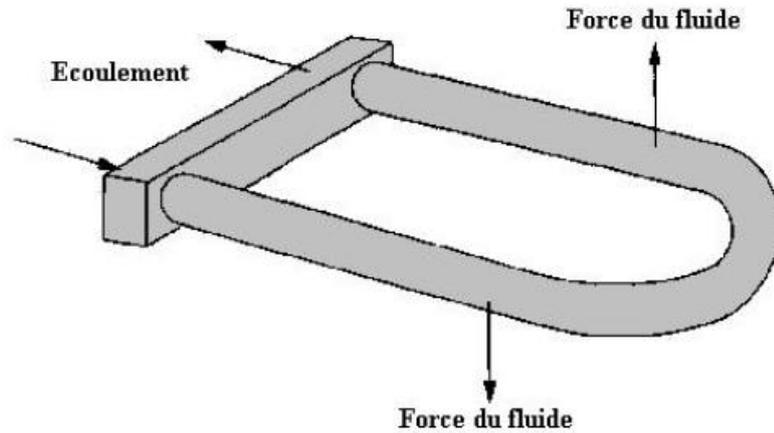


Figure 11 débitmètre à effet Coriolis.

### I.4.3. Débitmètre massique thermique

Ces débitmètres sont constitués d'un tube métallique à paroi mince où des résistances chauffantes sont bobinées à l'extérieur. Le principe de fonctionnement est basé sur le réchauffement du fluide qui le traverse. En effet, tout fluide traversant un contenant plus chaud va absorber de la chaleur. Le déséquilibre thermique provoqué par la circulation du fluide entre l'amont et l'aval est proportionnel au débit massique. Le débitmètre va mesurer la puissance thermique nécessaire pour maintenir un différentiel de température constant entre deux sondes de température placées à l'entrée et à la sortie. En connaissant la composition du fluide le traversant, il peut connaître la capacité calorifique massique de ce fluide et par extension la quantité de matière le traversant.

$$\Delta T = K C_p Q_m$$

Où :

$\Delta T$  : Différence de température mesurée entre les deux sondes ;

$C_p$  : Chaleur spécifique du gaz ;

$Q_m$  : Débit massique traversant le débitmètre.

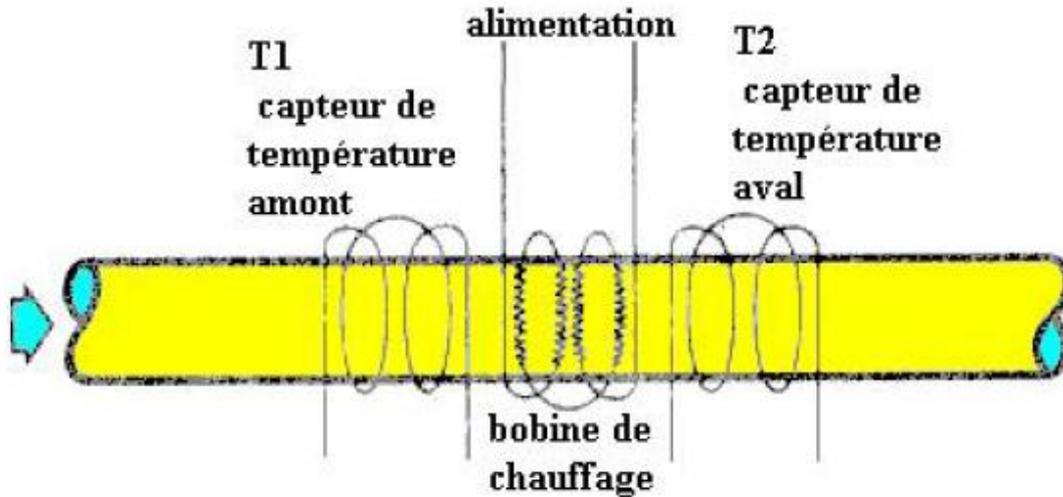


Figure 12 débitmètre thermique.

Dans l'étude qui suit, pour la conception du système de comptage du GZ, on utilisera un débitmètre à élément déprimogène qui est le diaphragme (plaque à orifice).

### I.5. Principe de la méthode de mesure pour Compteur à élément déprimogène

La méthode de mesure est basée sur la propriété de conservation d'énergie lors d'un écoulement permanent d'une masse de fluide, dont l'équation de Bernoulli constitue l'expression la plus connue. Elle utilise ainsi le principe de continuité qui stipule que le débit massique d'un fluide en toute section d'une conduite est continu.

Dans sa mise en œuvre, elle consiste à interposer un élément primaire tel qu'un diaphragme, un tube de venturi ou une tuyère sur le passage d'un fluide s'écoulant en charge dans une conduite, ce qui a pour résultat la création d'une pression différentielle au sein du fluide entre l'amont et l'aval de cet élément déprimogène. Le débit massique est lié à la pression différentielle par l'une des formules de base suivante :

$$Q_m = CE\varepsilon\pi \frac{d^2}{4} \sqrt{2\rho\Delta P}$$

Dans ces équations, outre les grandeurs physiques, figurent des facteurs de correction, déterminés empiriquement et qui servent à tenir compte du comportement réel des fluides. Ainsi, lorsque le fluide est compressible, la valeur de la masse volumique subit l'influence de la dépression relative provoquée par l'organe déprimogène. D'où la présence du coefficient de détente  $\varepsilon$ , égal à 1 si le fluide est incompressible, mais inférieur à l'unité lorsque le fluide est compressible, ce qui est le cas des gaz. Sa valeur est fonction, en outre de l'exposant isentropique qui est considéré constant lors du passage du gaz à travers l'élément déprimogène. De même, la déformation de l'écoulement à l'amont et à l'aval de l'organe causée par la présence de ce dernier provoque une erreur sur la perception de la

pression statique dans la veine contractée. C'est ce qui a amené l'introduction du coefficient de décharge  $C$  qui est fonction du rapport des diamètres : de l'orifice et de la rampe  $\beta$  et du nombre de Reynolds de l'écoulement. Le produit  $\alpha = C \cdot E$  est appelé coefficient de débit.

### I.5.1. Normalisation

La mesure du débit au moyen d'organes déprimogènes fait l'objet de la norme internationale ISO 5167 intitulée : « Mesure de débit des fluides au moyen d'appareils déprimogènes insérés dans des conduites en charge de section circulaire ». L'ISO 5167 se compose de quatre parties structurées comme suit :

- L'ISO 5167-1 : Principes généraux et exigences générales : donne des informations générales, telles que termes et définitions, symboles, principes et exigences, tout comme des méthodes pour le mesurage du débit et pour le calcul de l'incertitude.
- L'ISO 5167-2 : spécifie les diaphragmes avec lesquels sont utilisées des prises de pression dans les angles, des prises de pression à  $D$  et à  $D/2$  et des prises de pression à la bride).
- L'ISO 5167-3 : spécifie les tuyères ISA 19323), les tuyères à long rayon et les Venturi-tuyères, lesquels diffèrent entre eux par leur forme et l'emplacement des prises de pression.
- L'ISO 5167-4 : spécifie les tubes de Venturi classiques.

La normalisation contient principalement :

- Les conditions générales de validité de mesure : relatif à l'élément primaire utilisé ;
- La nature du fluide : considéré comme monophasique ;
- La nature de l'écoulement : doit rester subsonique dans tout le tronçon de mesurage ;
- Les conditions sur l'installation : la norme précise entre autre les longueurs droites minimales à prévoir en amont et en aval de l'élément primaire, ainsi que les conditions d'emploi et les caractéristiques principales des redresseurs d'écoulement ;
- La valeur des coefficients de décharge  $C$  et de détente  $\epsilon$ .

A la norme citée, il faut associer la norme ISO 5168 ou l'AGA-3 – Orifice Metering of NG & HC fluids, qui traitent le calcul d'erreur et d'incertitude sur les mesures du débit effectuées.

# **CHAPITRE II : RAPPEL EN MECANIQUE DES FLUIDES**

## II.1. Théorème de Bernoulli

Pour un fluide incompressible ( $\rho = cste$ ), parfait (non visqueux) et pour un écoulement stationnaire (la vitesse du fluide reste inchangé au cours du temps), l'équation de Bernoulli donne :

$$P + \frac{1}{2}\rho V^2 + \rho gZ = cste.$$

L'équation de Bernoulli est une équation de conservation de l'énergie où se produit une accélération dans le flux d'un fluide, simultanément avec la diminution de la pression.

### II.1.1. Principe de conservation de l'énergie

Considérons un fluide dans une portion de tube de courant de section droite variable de volume  $V$  et de masse  $M$  :

#### II.1.1.1. Expressions des différentes formes d'énergies

- Energie cinétique :

$$\Delta E_C = \frac{1}{2} M v_2^2 - \frac{1}{2} M v_1^2 = \frac{1}{2} \rho V (v_2^2 - v_1^2)$$

- Energie potentielle :

$$\Delta E_p = M g Z_2 - M g Z_1 = \rho V g (Z_2 - Z_1)$$

- Le travail :

$$W = F_1 \Delta x_1 - F_2 \Delta x_2 = P_1 A_1 \Delta x_1 - P_2 A_2 \Delta x_2 = V(P_1 - P_2)$$

Où :

$M$  : masse du fluide ;

$V$  : volume du fluide ;

$v$  : vitesse du fluide ;

$\rho$  : Masse volumique du fluide ;

$Z$  : l'altitude ;

$P$  : La pression du fluide ;

Les indices « 1 » et « 2 » réfèrent à l'entrée et la sortie du fluide respectivement.

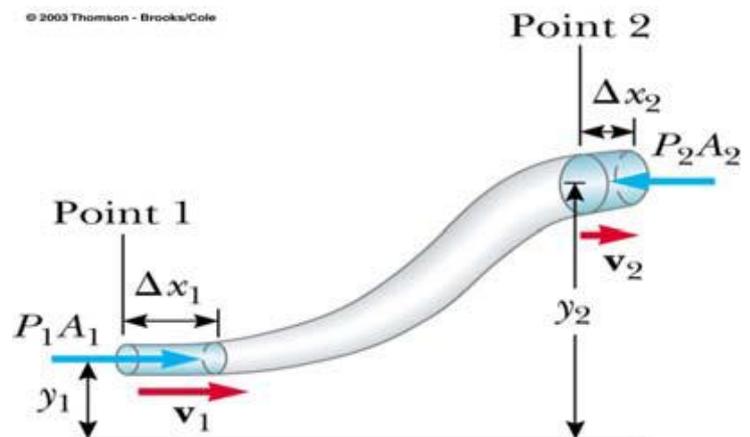


Figure 13 : Fluide s'écoulant dans une conduite.

#### II.1.1.2. Application du principe de la conservation de l'énergie

L'application du principe de la conservation de l'énergie entre l'entrée et la sortie, donne :

$$P_1 + \frac{1}{2}\rho V_1^2 + \rho gZ_1 = P_2 + \frac{1}{2}\rho V_2^2 + \rho gZ_2$$

La somme de la pression et de l'énergie mécanique par unité de volume reste constante tout au long du tube de courant. C'est le théorème de Bernoulli (exprimée en terme de pression) :

$$P + \frac{1}{2}\rho V^2 + \rho gZ = cste \quad [Pa]$$

Où :

P : La pression statique du fluide ;

$\frac{1}{2}\rho V^2$  : La pression dynamique ;

$\rho gZ$  : La pression hydrostatique.

### II.1.1.3. Autres écritures de l'équation de Bernoulli

L'équation de Bernoulli peut s'écrire sous d'autre forme :

- Equation de Bernoulli exprimée en termes d'énergie :

En divisant l'équation précédente par  $\rho$ , l'unité des différents termes de devient le Joule par Kilogramme :

$$\frac{P}{\rho} + \frac{1}{2}V^2 + gZ = cste \quad \left[\frac{J}{Kg}\right]$$

- Equation de Bernoulli en termes de hauteur :

En divisant l'équation précédente par  $\rho g$ , l'unité des différents termes devient le mètre :

$$\frac{P}{\rho g} + \frac{V^2}{2g} + Z = cste \quad [m]$$

### II.1.2. Théorème de Bernoulli pour un fluide réel (visqueux)

La pression d'un fluide réel diminue tout au long d'un conduit dans lequel il s'écoule, même s'il est horizontal et de section uniforme car des frottements s'opposent au glissement des couches fluides les unes sur les autres dû aux force de viscosité de celui-ci, créant ainsi des pertes de charges dues à la dissipation de l'énergie mécanique entraînant la diminution de pression. L'équation de Bernoulli devient alors :

$$P_1 + \frac{1}{2}\rho V_1^2 + \rho gZ_1 = P_2 + \frac{1}{2}\rho V_2^2 + \rho gZ_2 + \Delta P$$

Où  $\Delta P$  est l'ensemble des pertes de charge entre (1) et (2).

### II.1.3 Application du théorème de Bernoulli pour la démonstration de l'équation du débit définie par la norme ISO 5167

Le débit de transit est donné par l'équation suivante :

$$Q_m = \frac{C\varepsilon}{\sqrt{(1-\beta^4)}} \pi \frac{d^2}{4} \sqrt{2\rho\Delta P}$$

Démonstration de l'équation du débit en appliquant le théorème de Bernoulli :

- L'équation de Bernoulli s'exprime comme suit :

$$\frac{P}{\rho g} + \frac{V^2}{2g} + Z = Cst$$

- Pour un fluide non visqueux entre 2 points, on aura :

$$\Rightarrow \frac{P_1}{\rho g} + \frac{V_1^2}{2g} + Z_1 = \frac{P_2}{\rho g} + \frac{V_2^2}{2g} + Z_2$$

- Simplification de l'équation de Bernoulli :

- Multiplication de l'équation par : "g"

$$\Rightarrow \frac{P_1}{\rho} + \frac{V_1^2}{2} + gZ_1 = \frac{P_2}{\rho} + \frac{V_2^2}{2} + gZ_2$$

- Pour une conduite horizontale  $Z_1=Z_2$ :

$$\Rightarrow \frac{P_1}{\rho} + \frac{V_1^2}{2} = \frac{P_2}{\rho} + \frac{V_2^2}{2}$$

$$\Rightarrow \frac{P_1}{\rho} - \frac{P_2}{\rho} = \frac{V_2^2}{2} - \frac{V_1^2}{2}$$

$$\Rightarrow \frac{1}{\rho}(P_1 - P_2) = \frac{1}{2}(V_2^2 - V_1^2)$$

- D'un autre côté, le débit traversant la conduite reste inchangé (principe de continuité) :

$$Q_v = SV_1 = sV = S_2V_2$$

$$\Rightarrow V_1 = \frac{S_2}{S}V_2$$

Où :

S : Section de la canalisation (aval) ;

s : Section de l'orifice ;

$S_2$  : Section de la veine contractée en 2 (amont).

Avec :

$$\frac{S_2}{S} = \frac{S_2 s}{s S}$$

$$\frac{s}{S} = \frac{\pi \frac{d^2}{4}}{\pi \frac{D^2}{4}} = \frac{d^2}{D^2} = \beta^2$$

$$\frac{S_2}{s} = \frac{\pi \frac{D_2^2}{4}}{\pi \frac{d^2}{4}} = \frac{D_2^2}{d^2} = \mu$$

Où :

D : Diamètre de la canalisation ;

d : Diamètre de l'orifice ;

$\beta$  : coefficient du rapport d'ouverture (rapport des diamètres) ;

$\mu$  : coefficient de contraction.

Après substitution on obtient :

$$\Rightarrow \frac{S_2}{S} = \mu \beta^2$$

- En remplaçant l'expression de  $\frac{S_2}{s}$  dans l'équation de la vitesse  $V_1$  on obtient :

$$V_1 = \mu \beta^2 V_2$$

- On tire  $V_1$  de l'équation de Bernoulli simplifiée :

$$\Rightarrow V_1 = \sqrt{\frac{2(P_2 - P_1)}{\rho} + V_2^2}$$

- Identification de  $V_1$  tiré de l'équation de Bernoulli avec celui tiré du principe de continuité :

$$\Rightarrow \mu \beta^2 V_2 = \sqrt{\frac{2(P_2 - P_1)}{\rho} + V_2^2}$$

- Détermination de l'expression de  $V_2$  à partir de l'équation obtenue après l'identification :

$$\Rightarrow \frac{2(P_2 - P_1)}{\rho} + V_2^2 = \mu^2 \beta^4 V_2^2$$

$$\Rightarrow V_2^2 - \mu^2 \beta^4 V_2^2 = \frac{2(P_1 - P_2)}{\rho}$$

$$\Rightarrow V_2^2 (1 - \mu^2 \beta^4) = \frac{2(P_1 - P_2)}{\rho}$$

$$\Rightarrow V_2 = \sqrt{\frac{2(P_1 - P_2)}{\rho(1 - \mu^2\beta^4)}}$$

- D'autre part on a :  $Q_v = S_2 V_2$
- Remplacement de  $V_2$  par son expression :

$$\Rightarrow Q_v = S_2 \sqrt{\frac{2(P_1 - P_2)}{\rho(1 - \mu^2\beta^4)}}$$

$$\Rightarrow Q_v = \mu s \sqrt{\frac{2(P_1 - P_2)}{\rho(1 - \mu^2\beta^4)}}$$

$$\Rightarrow Q_v = \mu\pi \frac{d^2}{4} \sqrt{\frac{2(P_1 - P_2)}{\rho(1 - \mu^2\beta^4)}}$$

- Introduction d'un facteur de correction  $\varepsilon$  pour tenir compte de la compressibilité du gaz appelé coefficient de détente qui est un facteur empirique :

$$\Rightarrow Q_v = \frac{\mu\varepsilon}{\sqrt{(1 - \mu^2\beta^4)}} \pi \frac{d^2}{4} \sqrt{\frac{2(P_1 - P_2)}{\rho}}$$

- Introduction d'un facteur de correction  $C$  (par rapport au prises de pressions) appelé coefficient de décharge déterminé expérimentalement et donné par les normes sous forme de tableau :

$$\Rightarrow Q_v = \frac{\mu\varepsilon C}{\sqrt{(1 - \mu^2\beta^4)}} \pi \frac{d^2}{4} \sqrt{\frac{2(P_1 - P_2)}{\rho}}$$

- On pose le coefficient de contraction  $\mu = 1$ , on aura :

$$\Rightarrow Q_v = \frac{\varepsilon C}{\sqrt{(1 - \beta^4)}} \pi \frac{d^2}{4} \sqrt{\frac{2(P_1 - P_2)}{\rho}}$$

- Le débit volumique  $Q_v$  :

$$Q_v = \frac{\varepsilon C}{\sqrt{(1 - \beta^4)}} \pi \frac{d^2}{4} \sqrt{\frac{2\Delta P}{\rho}}$$

- Le débit massique  $Q_m$  :

$$Q_m = Q_v \rho = \frac{\varepsilon C}{\sqrt{(1 - \beta^4)}} \pi \frac{d^2}{4} \rho \sqrt{\frac{2\Delta P}{\rho}}$$

$$Q_m = \frac{\varepsilon C}{\sqrt{(1 - \beta^4)}} \pi \frac{d^2}{4} \sqrt{2\rho\Delta P}$$

## II.2. Ecoulements à travers des conduites cylindriques

### II.2.1. Nombre de REYNOLDS

Le nombre de Reynolds est un nombre sans dimension utilisé en mécanique des fluides. Il a été mis en évidence par Osborne Reynolds. Il caractérise un écoulement, en particulier la nature de son régime (laminaire, transitoire, turbulent). Il représente le rapport entre les forces d'inerties et les forces visqueuses. On le définit pour une conduite circulaire de la manière suivante :

$$Re = \frac{VD}{\nu} = \frac{\rho VD}{\eta}$$

Où :

$V$  : vitesse caractéristique du fluide [m/s] ;

$D$  : diamètre de la canalisation [m] ;

$\nu$  : viscosité cinématique du fluide [m<sup>2</sup>/s] ;

$\rho$  : Masse volumique du fluide [kg/m<sup>3</sup>] ;

$\eta$  : viscosité dynamique du fluide [Pa·s]  $\equiv$  [poiseuille].

#### Autre formulation du nombre de Reynolds :

Le débit volumique est donné par la formule suivante :

$$Q_v = V \cdot S$$

$$\Rightarrow V = \frac{Q_v}{S}$$

Où :

$Q_v$  : Débit volumique [m<sup>3</sup>/s] ;

$V$  : Vitesse du fluide [m/s] ;

$S$  : Section droite de la conduite dans laquelle s'écoule le fluide [m<sup>2</sup>].

Pour une conduite cylindrique (de section circulaire) :

$$S = \pi \frac{D^2}{4}$$

Où :

$D$  : Diamètre intérieur de la conduite [m].

Après remplacement de la vitesse par son nouveau terme dans la formule du nombre de Reynolds on obtient :

$$Re = \frac{4Q_v}{\pi Dv}$$

### II.2.2. Les régimes d'écoulements dans une canalisation

Les expériences réalisées par Reynolds en 1883 ont montré l'existence de deux régimes d'écoulement : régime laminaire et régime turbulent.

- Quand  $Re < 2000$  : écoulement laminaire ;  
Le régime laminaire est caractérisé par des lignes de courant du fluide régulières, sensiblement parallèles entre elles, et des débits et vitesses très faibles.
- Quand  $Re > 3000$  : écoulement turbulent ;  
Le régime turbulent est caractérisé par des lignes de courant du fluide qui s'enchevêtrent et s'enroulent sur eux-mêmes, et des débits et vitesses très élevés.
- Pour  $2000 < Re < 3000$ , on observe un régime de transition, où l'écoulement fluctue entre le régime laminaire et le régime turbulent. L'écoulement est caractérisé par des débits et vitesses plus ou moins faibles.

En conclusion, il faut retenir que dans les applications industrielles courantes c'est le régime turbulent qui s'applique. Le régime laminaire est observé seulement pour des liquides très visqueux.

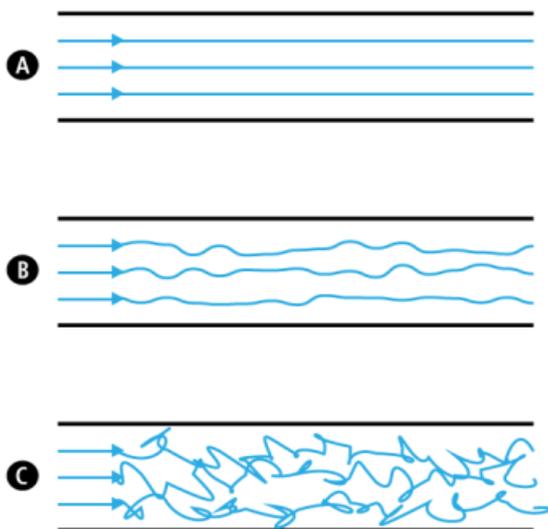


Figure 14 : Mise en évidence des différents régimes d'écoulement dans une conduite cylindrique.

## 02. REGIME D'ECOULEMENT

Expérience de Reynolds : observations

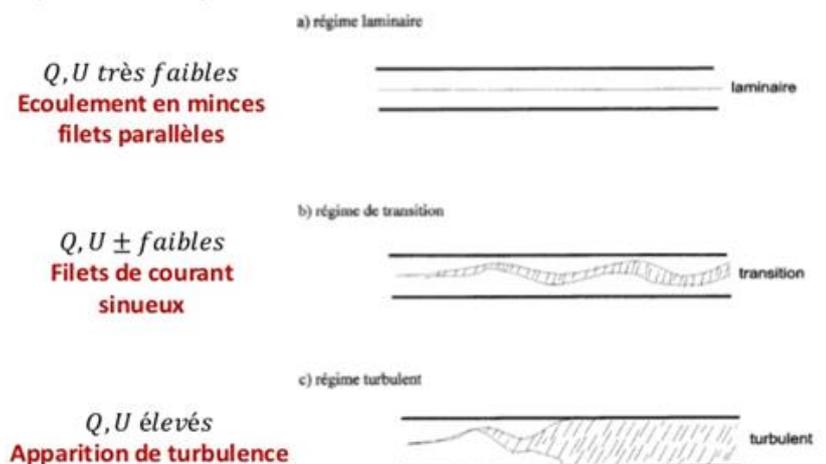


Figure 15 : Relation entre les régimes d'écoulements, la vitesse et le débit dans une conduite cylindrique.

## II.2.3. Distribution de vitesse dans une canalisation

### II.2.3.1. Notion de la vitesse moyenne

En général la vitesse  $V$  n'est pas constante sur la section  $S$  d'une canalisation à cause des forces de frottement. On définit alors une vitesse moyenne  $V_M$  tel que :

$$V_m = \frac{Q_V}{S}$$

Où :

$V_M$  : Vitesse moyenne [m/s] ;

$Q_V$  : débit volumique [m<sup>3</sup>/s] ;

$S$  : Section de la canalisation [m<sup>2</sup>].

### II.2.3.2. Profil de vitesse :

- Pour le régime laminaire : Le profil de vitesse tend à prendre une forme parabolique, la vitesse moyenne  $V_{MS} = 0,5 \cdot V_{MAX}$ .
- Pour le régime turbulent : Le profil de vitesse montre un aplatissement au centre de la canalisation, la vitesse moyenne  $V_{MS} = 0,8 \cdot V_{MAX}$ .

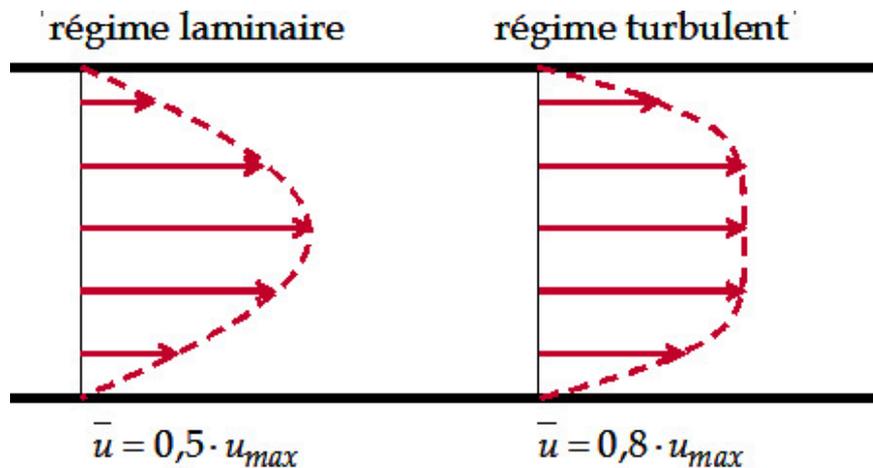


Figure 16 : Profil de vitesse dans une canalisation cylindrique pour un régime laminaire et turbulent.

# **CHAPITRE III : CARACTERISTIQUES PHYSICO-CHIMIQUES DU GAZ NATUREL**

La détermination des quantités de gaz transitées au niveau des stations de comptage fait appel à la fois :

- A des mesures directes de paramètres tels que : la pression, la température, la densité...etc ;
- A des calculs réalisés à partir d'expressions algébriques, faisant intervenir des grandeurs caractéristiques du gaz dont la valeur est déterminée à partir des paramètres mesurés.

Ce chapitre a pour but de rappeler les définitions de ces grandeurs physiques et de donner quelques méthodes pour la détermination de leurs valeurs à partir d'abaques et corrélations.

### III.1. Les conditions de base

Dans les comptages commerciaux de gaz, les débits sont généralement exprimés en volumes à des conditions de base. Les plus courantes sont :

- Les conditions normales (n) :  $T = 0\text{ °C}$  et  $P = 1\text{ atm}$  ;
- Les conditions standards (S) :  $T = 25\text{ °C}$  et  $P = 1\text{ atm}$  ;
- Les conditions contractuelles (C) :  $T = 25\text{ °C}$  et  $P = 1\text{ bar}$ .

L'unité de mesure est le  $\text{m}^3$ . Pour exprimer les conditions de base dans lesquelles ce volume est exprimé, les conventions suivantes ont été adoptées :

- (n)  $\text{m}^3$ : aux conditions normales.
- (S)  $\text{m}^3$ : aux conditions standards.
- (C)  $\text{m}^3$ : aux conditions contractuelles.

### III.2. Les caractéristiques physico-chimiques du gaz naturel

#### III.2.1. La composition chimique du gaz

La composition du gaz est un paramètre très important ayant une influence primordiale sur le résultat de comptage. En effet, cette composition nous donne la concentration de chaque composant compris dans le gaz, ce qui va nous permettre de calculer plusieurs facteurs très importants tels que le facteur de compressibilité, la masse volumique, la densité et le pouvoir calorifique.

La détermination de cette composition se fait par une analyse chromatographique, basée sur la séparation des constituants d'un mélange.

## Chapitre III : Caractéristiques physico-chimiques du gaz naturel

Constituant	Formule	Masse moléculaire	Masse vol. liquide kg/m <sup>3</sup> 101.325 Kpa, 15°C.	Point d'ébullition °C Sous 101.235KPa (abs)	Constantes critiques			Facteur de compressibilité Z 101.325 Kpa (abs), 15°C	Chaleur spécifique 101.325 Kpa (abs), 15°C		Pouvoir calorifique			
					Pression KPa (abs)	Température °K	Volume massique m <sup>3</sup> /kg		Gaz parfait	Liquide	inférieur		supérieur	
											MJ/m <sup>3</sup> Gaz parfait 101.325 Kpa 15C			
Méthane	CH <sub>4</sub>	16.043	300	-161.52	4604	190.55	0.00617	0.9981	2.204	---	33.936	37.694	55.563	
Ethane	C <sub>2</sub> H <sub>6</sub>	30.070	356.6	-68.58	4880	305.43	0.00492	0.9915	1.706	3.807	60.395	66.032	51.920	
Propane	C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	44.097	506.7	-42.07	4249	369.82	0.00460	0.9810	1.625	2.476	86.256	93.972	50.387	
n-Butane	C <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	58.124	583.1	-0.49	3797	425.16	0.00439	0.9641	1.625	2.366	112.384	121.779	49.540	
Isobutane	C <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	58.124	562.1	-11.81	3648	408.13	0.00452	0.9665	1.616	2.366	112.031	121.426	49.396	
n-Pentane	C <sub>5</sub> H <sub>12</sub>	72.151	629.9	36.06	3369	469.6	0.00421	0.9421	1.622	2.292	138.380	149.654	49.041	
Isopentane	C <sub>5</sub> H <sub>12</sub>	72.151	623.3	27.84	3381	460.39	0.00424	0.9481	1.600	2.239	138.044	149.319	48.931	
Neopentane	C <sub>5</sub> H <sub>12</sub>	72.151	595.6	9.50	3199	433.75	0.00420	0.9538	1.624	2.317	137.465	148.739		
n-Hexane	C <sub>6</sub> H <sub>14</sub>	86.178	662.7	68.74	3012	507.45	0.00429	0.9101	1.613	2.231	164.402	177.556	48.722	
2-Méthylpentane	C <sub>6</sub> H <sub>14</sub>	86.178	656.6	60.26	3010	497.45	0.00426	---	1.602	2.205	164.075	177.229		
3-Méthylpentane	C <sub>6</sub> H <sub>14</sub>	86.178	667.7	63.27	3124	504.4	0.00426	---	1.578	2.170	164.188	177.341		
Néohexane	C <sub>6</sub> H <sub>14</sub>	86.178	652.8	49.73	3081	488.73	0.00417	---	1.593	2.148	163.683	176.836		
2,3-Diméthylbutane	C <sub>6</sub> H <sub>14</sub>	86.178	665.1	57.98	3127	499.93	0.00415	---	1.566	2.146	164.025	177.179		
Ammoniac	NH <sub>3</sub>	17.031	616.6	-33.33	11280	405.6	0.00425	0.9899	2.079	4.693	17.301	20.121		
Air	N <sub>2</sub> +O <sub>2</sub>	28.964	---	-194.2	3771	132.4	0.00323	0.9996	1.005	---	---	---		
Hydrogène	H <sub>2</sub>	2.016	---	-252.87	1297	33.2	0.03224	1.0006	14.24	---	10.230	12.091		
Oxygène	O <sub>2</sub>	31.999	---	-182.69	5061	154.7	0.00229	0.9993	0.9166	---	---	---		
Azote	N <sub>2</sub>	28.013	---	-195.80	3399	126.1	0.00322	0.9997	1.040	---	---	---		
Chlore	Cl <sub>2</sub>	70.906	1423.5	-34.03	7711	417	0.00175	0.9875	0.4760	---	---	---		
Eau	H <sub>2</sub> O	18.015	998.0	100.00	22118	647.3	0.00318	---	1.862	4.191	0	1.879		

**Tableau 1 constituants physiques des corps purs dans le GN.**

### III.2.2. La masse molaire moyenne d'un gaz

La masse molaire moyenne est calculée à partir de la composition du gaz par la formule suivante :

$$M_m = \sum Y_i M_i$$

Où :

$Y_i$  : Fraction molaire du composant « i » du gaz naturel en [%] ;

$M_m$  : Masse molaire du composant « i » du gaz naturel en [g/mol].

### III.2.3. Masse volumique d'un gaz

La masse volumique d'un gaz correspond à la masse par unité de volume de cette espèce. Elle dépend des conditions dans lesquelles le gaz se trouve, elle varie en fonction de la température et de la pression :

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

Où :

$\rho$  : Masse volumique du gaz [Kg /m<sup>3</sup>] ;

$M$  : Masse du gaz [Kg] ;

$V$ : Volume du gaz [ $m^3$ ].

Considérons que la masse du gaz correspond à une mole, avec l'équation d'état, on aura dans le cas pratique le gaz réel :

$$\rho = \frac{PM_m}{ZRT}$$

Où :

$M_m$  : La masse molaire moyenne de l'air ;

$P$  : La pression du gaz ;

$Z$  : Le facteur de compressibilité du gaz ;

$T$  : La température du gaz ;

$R$  : La constante des gaz parfait.

#### III.2.4. Densité d'un gaz

La densité est le rapport de la masse volumique du gaz à la masse volumique de l'air prises aux mêmes conditions de pression et de température. La densité est une grandeur sans dimension et sa valeur s'exprime sans unité de mesure :

$$d = \frac{\rho_{gaz}}{\rho_{air}}$$

Pour un gaz parfait :

$$d = \frac{M_m}{M_{air}}$$

Pour un gaz réel :

$$d = \frac{M_m}{M_{air}} \frac{Z_{air}}{Z_{gaz}}$$

Où :

$M_m$  : Masse molaire du gaz ;

$M_{air}$  : Masse molaire de l'air ;

$Z_{air}$  : Facteur de compressibilité de l'air ;

$Z_{gaz}$  : Facteur de compressibilité du gaz.

### III.2.5. Pouvoir calorifique d'un gaz

Les transactions commerciales sur le gaz naturel sont généralement basées sur le contenu énergétique du gaz obtenu en multipliant les volumes mesurés par le pouvoir calorifique supérieur. Le pouvoir calorifique d'un combustible est la quantité de chaleur produite par la combustion complète d'un volume unitaire de celui-ci, à pression constante et dans les conditions normales.

Il existe deux types de pouvoir calorifique :

- Pouvoir calorifique supérieur (PCS).
- Pouvoir calorifique inférieur (PCI).

Le PCS est déterminé en prenant en compte la chaleur de condensation de la vapeur d'eau produite par la combustion, l'eau liquide formée étant considérée à la température de base (la chaleur contenue dans cette eau est récupérée). Par contre, le PCI considère que la vapeur d'eau produite par la combustion reste complètement vapeur à la température de base (la chaleur contenue dans cette eau est perdue).

Le pouvoir calorifique d'un gaz est obtenu soit à partir d'une mesure directe (calorimètre), soit par un calcul basé sur la composition du gaz, la méthode du GPSA consiste à déterminer le pouvoir calorifique en utilisant les formules suivantes :

$$PCS = \frac{\sum Y_i (PCS)_i}{Z}$$

$$PCI = \frac{\sum Y_i (PCI)_i}{Z}$$

Où :

$Y_i$  : fraction molaire du composant « i » ;

$Z$  : facteur de compressibilité du gaz ;

$(PCS)_i$  : le pouvoir calorifique supérieur du constituant « i » présent dans le gaz ;

$(PCI)_i$  : le pouvoir calorifique inférieur du constituant « i » présent dans le gaz.

Le pouvoir calorifique supérieur permet de déterminer la valeur énergétique, pour le contrôle et le suivi de la quantité de gaz dans toutes les étapes de la chaîne gazière.

Le pouvoir calorifique est généralement exprimé en kilojoules par kilogramme (kJ/kg), mais on rencontre également le pouvoir calorifique volumique (en kilojoules par litre, kJ/L). Pour le gaz naturel, il est exprimé en kilowatts-heures par norme mètre cube (noté kWh/Nm<sup>3</sup>).

### III.2.6. Facteur de compressibilité Z

Le facteur de compressibilité  $Z$  mesure la déviation du comportement d'un gaz réel par rapport à celui d'un gaz parfait, il est défini comme étant le rapport du volume réel occupé actuellement par le gaz aux conditions de pression et de température sur le volume idéal qu'il occuperait s'il était un gaz parfait, pour  $Z=1$  le gaz est considéré comme étant parfait. Le facteur de compressibilité est défini par la relation suivante :

$$Z = \frac{PV}{RT} = \frac{PM_m}{\rho RT}$$

Il est en fonction de la pression, de la température et de la composition du gaz (masse molaire moyenne).

Ce facteur est déterminé dans les laboratoires PVT, mais en pratique on le calcule à partir de graphes et abaques ou corrélations moyennant les propriétés de  $P$  et  $T$  réduites. La majorité des méthodes proposées nécessitent la connaissance des composants du gaz afin de calculer la pression pseudo-réduite et la température pseudo-réduite.

#### Pression pseudo-réduite

La pression pseudo-réduite ou pression réduite est calculée de la manière suivante :

$$P_{pr} = \frac{P}{P_c}$$

Où :

$P$  : pression du gaz ;

$P_c$  : pression critique du gaz.

La pression pseudo-critique ou critique est calculée de la manière suivante :

$$P_c = \sum Y_i P_{ci}$$

Où :

$Y_i$  : fraction molaire du composant « i » ;

$P_{ci}$  : pression critique du composant « i ».

La température pseudo-réduite ou réduite est calculée de la manière suivante :

$$T_{pr} = \frac{T}{T_c}$$

Où :

T : température du gaz :

T<sub>c</sub> : température critique du gaz.

La température pseudo-critique ou critique est calculée de la manière suivante :

$$T_c = \sum Y_i T_{ci}$$

Où :

Y<sub>i</sub> : fraction molaire de composant « i » ;

T<sub>ci</sub> : température critique du composant « i ».

#### **a. Détermination du facteur de compressibilité avec des abaques**

Le facteur de compressibilité à P et T données d'un gaz naturel de composition connue peut être déterminé par l'intermédiaire de ses propriétés pseudo-critiques au moyen des abaques. Ces abaques ont été établis par Standing et Katz à l'aide de valeurs expérimentales de Z obtenues sur de nombreux gaz naturels.

Etant donné que les mélanges ayant servi de support à ces abaques ont une teneur élevée en méthane, les écarts sur Z entre les valeurs expérimentales et calculées sont inférieurs pour les gaz à forte concentration en azote, gaz carbonique, hydrogène sulfuré, alors des corrections doivent être apportées aux valeurs données par les abaques.

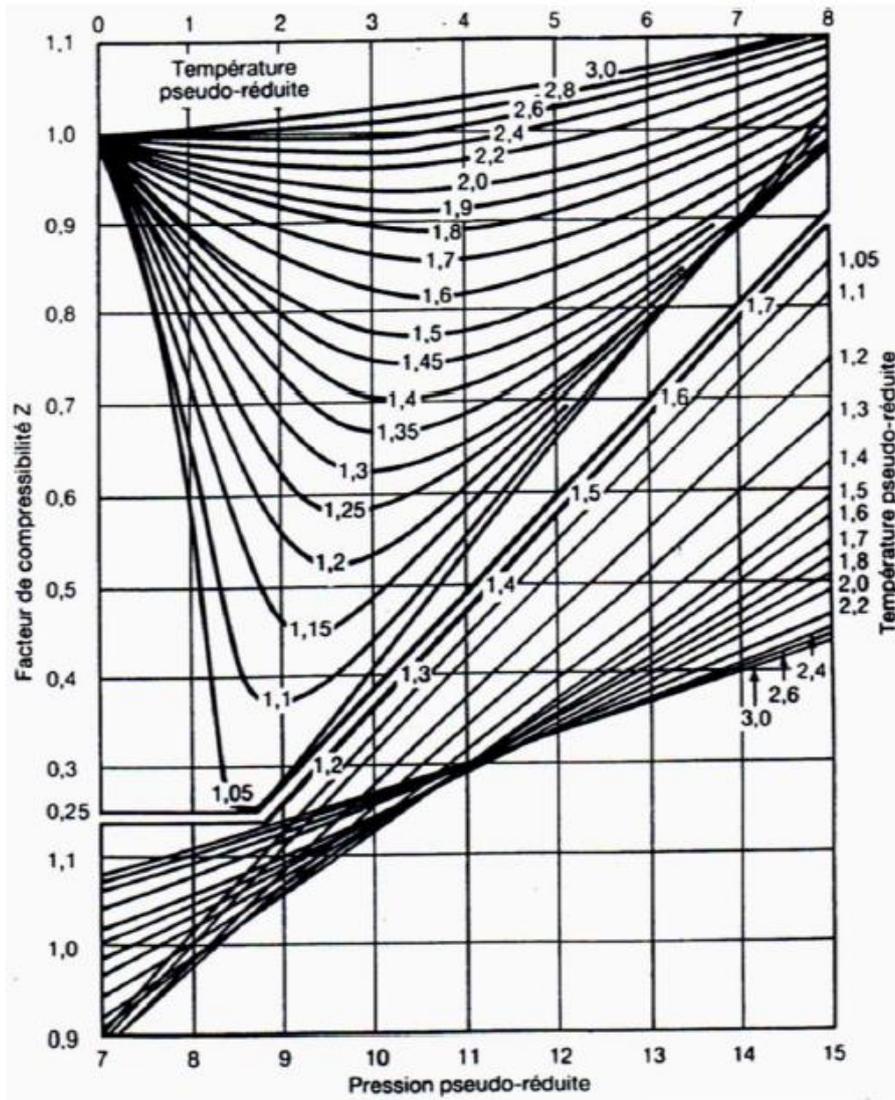


Figure 17 abaque utilisé pour la détermination du facteur de compressibilité Z.

**b. Détermination du facteur de compressibilité par corrélation**

Pendant de nombreuses années, la méthode la plus précise pour déterminer les facteurs de compressibilité du gaz naturel était la mesure directe dans laboratoire en utilisant le graphe (Standing et Katz), mais avec l'évolution de la science, des équations d'état et des corrélations ont été développées pour la détermination de ce facteur. Plusieurs corrélations empiriques pour le calcul du facteur Z ont été développées au cours des années précédentes, les plus utilisées sont : Hall-Yarborough, Dranchuk-Abou-Kassem, Papaye (1985), Beggs et Brill (1986) et S. Robertson, AGA NX-19. La corrélation de S.Robertson est très rapide à programmer, elle a pour expression :

$$Z = 1 + a(x - b)(1 - \exp(-c))$$

Où :

$$x = \frac{P_{pr}}{T_{pr}^2}$$

$$a = 0,1219T_{pr}^{0,638}$$

$$b = T_r - 7,76 + \frac{14,75}{T_r}$$

$$c = 0,3x + 0,441x^2$$

### III.2.7. Viscosité du gaz

La viscosité peut être définie comme l'ensemble des phénomènes de résistance à l'écoulement se produisant dans la masse d'une matière, pour un écoulement uniforme et sans turbulence. Plus la viscosité augmente, et plus la capacité du fluide à s'écouler facilement diminue.

#### III.2.7.1. Types de viscosités

Il existe deux types de viscosités :

- **Viscosité dynamique**

La viscosité dynamique du fluide est définie pour un écoulement laminaire c'est-à-dire qui s'effectue en couches parallèles qui glissent les unes sur les autres. Elle est égale au rapport de la contrainte de cisaillement ( $\tau_c$ ) produite par les forces de frottement qui apparaissent lors du glissement d'une couche sur l'autre, à l'intensité du glissement de ces mêmes couches. Cette intensité de glissement est traduite par le gradient de vitesse de déplacement des couches fluide, déterminé suivant une perpendiculaire à l'écoulement :

$$\tau_c = \mu \frac{dU}{dy}$$

Où :

$\tau_c$  : Contrainte de cisaillement ;

$\mu$  : viscosité dynamique [Pa.s] ;

$\frac{dU}{dy}$  : vitesse suivant une direction perpendiculaire au plan de cisaillement.

- **Viscosité cinématique**

La viscosité cinématique est définie comme étant le rapport entre la viscosité dynamique et la masse volumique du fluide considéré :

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

Où :

$\nu$  : viscosité cinématique exprimée en [m<sup>2</sup>/s] ;

$\mu$  : viscosité dynamique exprimée en [Pa.s] ≡ [PI= Poiseuille] ;

$\rho$  : Masse volumique exprimée en [Kg/m<sup>3</sup>].

La viscosité d'un gaz dépend de sa température, sa pression et sa composition. Contrairement aux liquides, la viscosité du gaz augmente avec l'augmentation de la température.

### III.2.7.2. Détermination de la viscosité d'un gaz

La viscosité du gaz naturel peut être déterminée soit par corrélation soit par abaques.

#### a. Détermination par corrélation

A basse pression, la viscosité d'un mélange de gaz peut être estimée à partir de la viscosité de ces corps purs par la relation de Herming et Zipper :

$$\mu = \frac{\sum \mu_i Y_i M_i^{0,5}}{\sum Y_i M_i^{0,5}}$$

Où :

$\mu$ : Viscosité dynamique du mélange ;

$Y_i$ : Fraction molaire du composant « i » ;

$M_i$ : Masse molaire du composant « i ».

A haute et moyenne pression, la viscosité d'un mélange gazeux peut être estimée par la corrélation de Lee et All :

$$\mu = K \cdot 10^{-4} \exp\left(X \frac{\rho}{62,4}\right)^Y$$

Où :

$$K = \frac{(9,4 + 0,02M_m)T^{1,5}}{209 + 19M_m + T}$$

$$X = 3,5 + \frac{986}{T} + 0,01M_m.$$

$$Y = 2,4 - 0,2X.$$

Avec :

$\mu$  : En [mPa.s] = [CP].

T : en [°R].

$$\rho = \frac{1 \text{ pound}}{ft^3}$$

**b. Détermination par abaques**

Pour le gaz naturel, on peut utiliser les abaques établis par Carr, Kobayshi et Burrows représentés ci-dessous. Il permet de déterminer la viscosité du gaz naturel à la pression atmosphérique normale en fonction de sa température et de sa masse molaire moyenne :

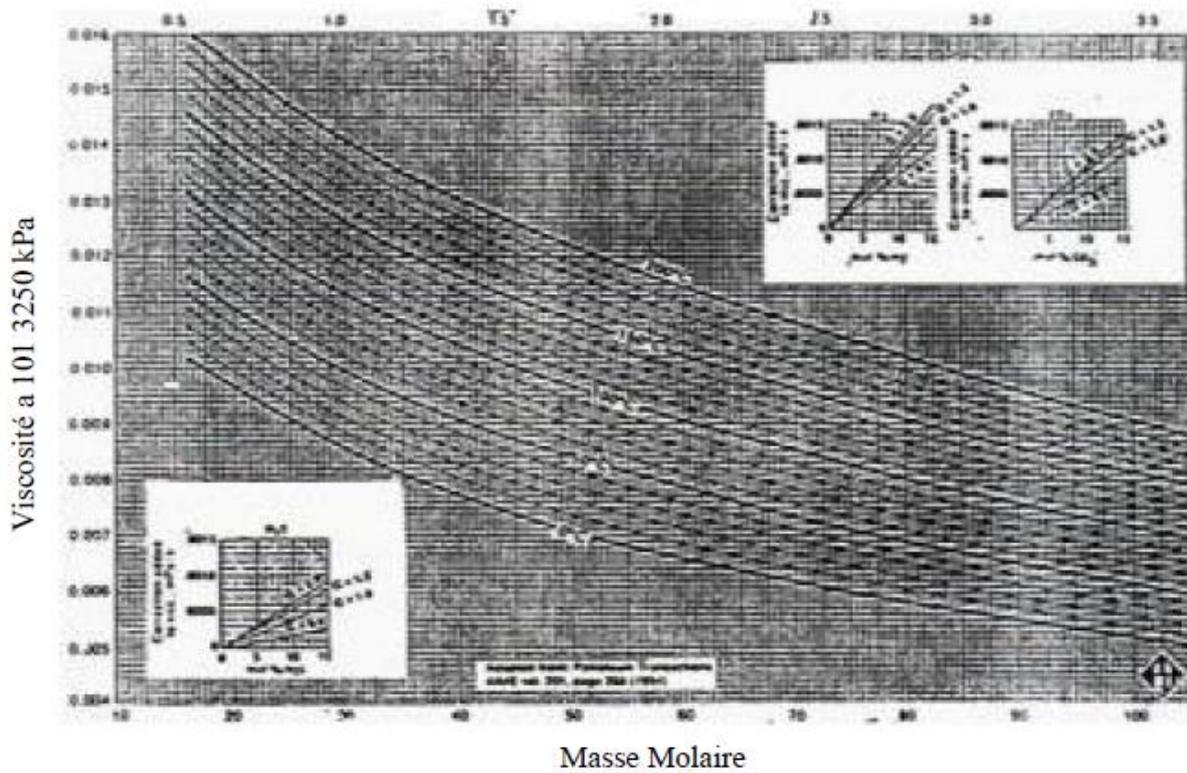


Figure 18 abaque pour la détermination de la viscosité des gaz hydrocarbures.

L'abaque suivant permet de déterminer la valeur de la viscosité du gaz naturel à partir de sa valeur à la pression atmosphérique, de sa pression pseudo-réduite et de sa température pseudo-réduite :

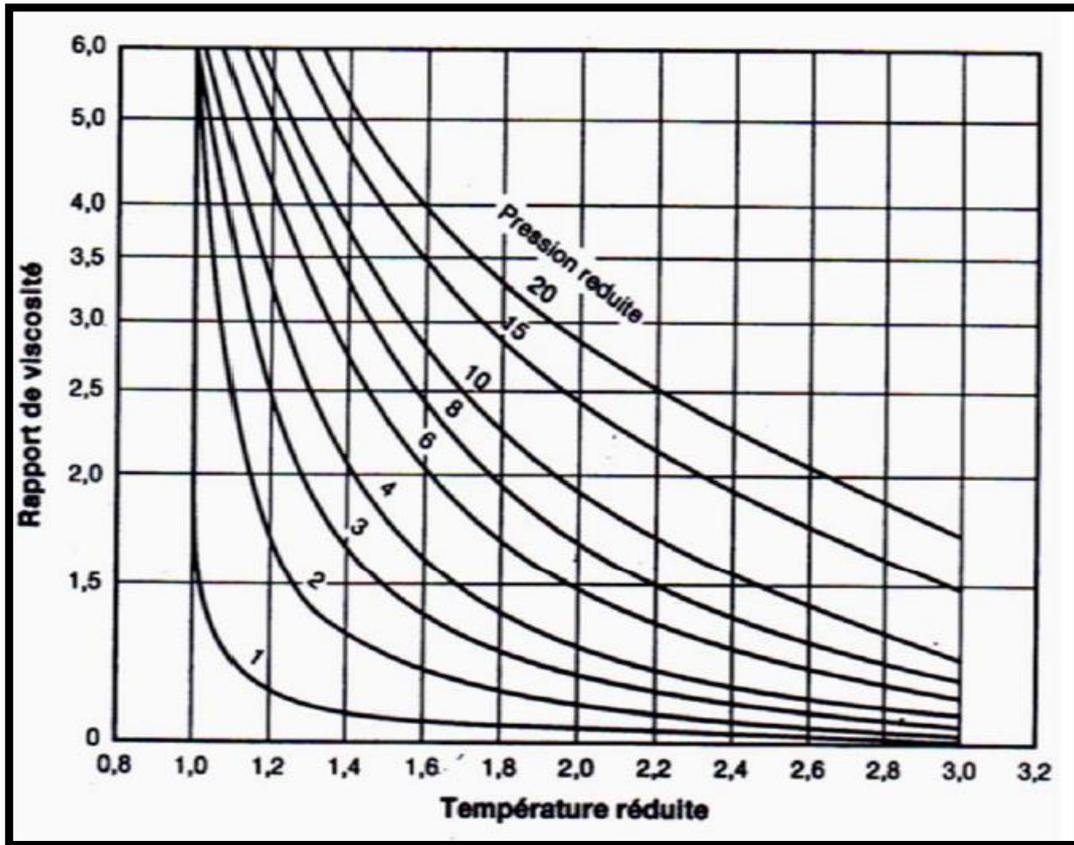


Figure 19 rapport des viscosités en fonction de la température et de la pression réduites.

#### III.2.8. Indice de WOBBE

L'indice de Wobbe se définit comme étant le quotient entre le pouvoir calorifique supérieur (PCS) du gaz et la racine carrée de sa densité par rapport à l'air. L'indice de Wobbe est une des caractéristiques techniques principales du gaz naturel, c'est un indicateur de l'interchangeabilité des gaz carburants ou combustibles et il est souvent défini dans les spécifications d'approvisionnement en gaz et dans les services publics de transport. Il caractérise la qualité de combustion d'un gaz.

$$W = \frac{PCS}{\sqrt{S}}$$

Où :

W : l'indice de WOBBE ;

PCS : Pouvoir Calorifique Supérieur ;

S : la densité du gaz par rapport à l'air.

### III.2.9. Point de rosée hydrocarbures

Le point de rosée hydrocarbures d'un gaz soumis à un refroidissement à pression constante est déterminé par la valeur de la température à laquelle apparaît la première goutte de liquide constituée d'hydrocarbures. Tous les constituants présents dans le gaz sont également présents dans la goutte de liquide avec des concentrations plus importantes pour les constituants lourds.

### III.2.10. Point de rosée eau et teneur en eau

Le point de rosée eau d'un gaz soumis à un refroidissement à pression constante est déterminé par la valeur de la température à laquelle apparaît la première goutte d'eau libre. Il est fonction de sa teneur en eau c'est-à-dire de la quantité d'eau présente sous forme de vapeur. Au point de rosée eau, le gaz est saturé en eau, cela signifie qu'à ces conditions la teneur en eau du gaz est maximale.

La teneur en eau à saturation d'un gaz à basse pression inférieur à 3 bars peut être obtenue par l'utilisation des lois de DALTON et de RAOULT. Dans ces conditions sa valeur est donnée par l'expression suivante :

$$Teneur\ en\ eau = 18,015 \cdot 10^6 \frac{T_v P_{ref}}{P Z_{ref} R}$$

Où :

$T_v$  : tension de vapeur d'eau en [Pa] ;

$P$  : pression absolue du gaz en [Pa] ;

$P_{ref}$  : pression de référence ;

$R$  : Constante des gaz parfait ;

$Z_{ref}$  : Facteur de compressibilité aux conditions de référence.

### III.2.11. Chaleurs spécifiques « $C_p$ , $C_v$ »

La chaleur spécifique ou La capacité thermique massique est la quantité de chaleur nécessaire pour élever de 1[°C] ou 1[K] une unité de masse d'un gaz, elle dépend de la structure moléculaire et de l'état de la substance considérée. Elle est désignée avec les acronymes suivants dans les formules :  $C_v$  ou  $C_p$  ou  $C_m$ .

$C_v$  : Chaleur massique à volume constant ;

$C_p$  : Chaleur massique à pression constante ;

$C_m$  : Chaleur massique.

L'unité de la capacité thermique massique est le [J /Kg. °C].

#### Chaleur spécifique molaire

La chaleur spécifique molaire  $C_M$  moyenne du gaz naturel est déterminée par la formule suivante :

$$C_M = C_p \cdot M_m = \sum Y_i M_i C_{pi}$$

### Chapitre III : Caractéristiques physico-chimiques du gaz naturel

Elle est exprimée en [KJ/Kmol. °C].

Où :

$C_M$  : Chaleur spécifique molaire du gaz naturel ;

$M_m$  : Masse molaire moyenne du gaz naturel ;

$Y_i$  : Fraction molaire du composant « i » présent dans le gaz naturel ;

$M_i$  : Masse molaire du composant « i » présent dans le gaz naturel ;

$C_{pi}$  : Chaleur spécifique massique du composant « i » présent dans le gaz naturel.

Constituants	Formule Chimique	Masse Molaire (g)	Chaleur spécifique selon Température (kJ/kmol. °C)				
			-25°C	0°C	10°C	25°C	50°C
Méthane	CH <sub>4</sub>	16.045	34.301	34.931	35.199	35.717	
Ethane	C <sub>2</sub> H <sub>6</sub>	30.070	47.131	49.822	50.904	52.666	36.744
Propane	C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	44.097	64.176	68.783	70.605	73.524	55.723
Iso-Butane	C <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	58.124	83.476	90.078	92.690	96.815	78.561
n-Butane	C <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	58.124	85.277	91.270	93.685	97.447	105.624
							105.326
Acétylène	C <sub>2</sub> H <sub>2</sub>	26.038	39.888	42.778	42.778	43.926	45.650
Ethylène	C <sub>2</sub> H <sub>4</sub>	28.054	38.254	40.906	41.937	43.559	46.115
Propylène	C <sub>3</sub> H <sub>6</sub>	42.081	55.878	59.898	61.459	63.895	67.832
Butylène	C <sub>4</sub> H <sub>8</sub>	56.108	73.359	79.583	81.961	85.663	91.509
Cis-2-butylène	C <sub>4</sub> H <sub>8</sub>	56.108	67.598	73.268	75.461	78.925	84.508
Trans-2-butylène	C <sub>4</sub> H <sub>8</sub>	56.108	77.329	82.587	84.628	87.823	92.979
Hydrogène	H <sub>2</sub>	2.016	28.290	28.611	28.687	26.502	28.964
Dioxyde de carbone	CO <sub>2</sub>	44.010	34.700	35.962	36.411	37.122	38.212
Air							
Eau	H <sub>2</sub> O	28.964	29.048	29.067	29.078	29.098	29.141
Oxygène	O <sub>2</sub>	18.015	33.383	33.474	33.488	33.572	33.678
Sulfure d'hydrogène	H <sub>2</sub> S	2.016	28.290	28.611	28.687	26.502	28.964
Monoxyde de carbone	CO	34.076	33.313	33.673	33.815	34.028	34.379
		28.010	29.087	29.123	29.105	29.146	29.150

**Tableau 2 Chaleurs spécifiques molaires des constituants du GN.**

#### III.2.12. Exposant isentropique

En thermodynamique, l'indice adiabatique d'un gaz (corps pur ou mélange), aussi appelé coefficient adiabatique, exposant adiabatique ou coefficient de Laplace, noté  $\gamma$ , est défini comme le rapport de ses capacités thermiques à pression constante  $C_p$  et à volume constant  $C_v$ .

$$\gamma = \frac{C_p}{C_v}$$

Par définition, l'exposant isentropique est aussi rapport de la variation relative de la pression à la variation relative de la masse volumique qui lui correspond dans une transformation adiabatique réversible (isentropique) élémentaire.

L'exposant isentropique varie avec la nature du gaz, sa température et sa pression.

#### III.2.13. Coefficient de Joule Thomson

En physique, l'effet Joule-Thomson, également appelé effet Joule-Kelvin, est un phénomène lors duquel la température d'un gaz diminue lorsque ce gaz subit une expansion adiabatique. Par définition c'est la vitesse de changement de température par rapport à la pression pour une enthalpie constante.

$$Dj = \frac{\partial T}{\partial P}$$

Le coefficient de Joule-Thomson varie avec la nature du gaz, sa température et sa pression.

**CHAPITRE IV : L'ISO 5167 POUR LE  
DIMENSIONNEMENT D'UN COMPTEUR A  
DIAPHRAGME**

Tableau des symboles utilisés dans ce chapitre

Symbole	Grandeur	Dimension <sup>a</sup>	Unité SI
$C$	Coefficient de décharge	sans dimension	—
$C_{m,p}$	Capacité thermique molaire à pression constante	$ML^2T^{-2}\Theta^{-1}mol^{-1}$	J/(mol·K)
$d$	Diamètre de l'orifice (ou du col) de l'élément primaire dans les conditions de service	L	m
$D$	Diamètre intérieur de la conduite en amont (ou diamètre amont d'un tube de Venturi classique) dans les conditions de service	L	m
$H$	Enthalpie	$ML^2T^{-2}mol^{-1}$	J/mol
$k$	Rugosité uniforme équivalente	L	m
$K$	Coefficient de perte de pression (rapport de la perte de pression à la pression dynamique, $\rho V^2/2$ )	sans dimension	—
$l$	Éloignement d'une prise de pression	L	m
$L$	Éloignement relatif d'une prise de pression: $L = l/D$	sans dimension	—
$p$	Pression statique absolue du fluide	$ML^{-1}T^{-2}$	Pa
$q_m$	Débit-masse	$MT^{-1}$	kg/s
$q_V$	Débit-volume	$L^3T^{-1}$	m <sup>3</sup> /s
$R$	Rayon	L	m
$Ra$	Écart moyen arithmétique du profil (de rugosité)	L	m
$R_u$	Constante universelle des gaz	$ML^2T^{-2}\Theta^{-1}mol^{-1}$	J/(mol·K)
$Re$	Nombre de Reynolds	sans dimension	—
$Re_D$	Nombre de Reynolds rapporté à $D$	sans dimension	—
$Re_d$	Nombre de Reynolds rapporté à $d$	sans dimension	—
$t$	Température du fluide	$\Theta$	°C
$Z$	Facteur de compressibilité	sans dimension	—
$\beta$	Rapport des diamètres: $\beta = d/D$	sans dimension	—
$\gamma$	Rapport des capacités thermiques massiques <sup>b</sup>	sans dimension	—
$\delta$	Incertitude en valeur absolue	c	c
$\Delta p$	Pression différentielle	$ML^{-1}T^{-2}$	Pa
$\Delta p_c$	Perte de pression au niveau d'un conditionneur d'écoulement	$ML^{-1}T^{-2}$	Pa
$\Delta p_e$	Perte de pression au niveau d'un élément primaire	$ML^{-1}T^{-2}$	Pa
$\epsilon$	Coefficient de détente	sans dimension	—
$\kappa$	Exposant isentropique <sup>b</sup>	sans dimension	—
$\lambda$	Facteur de frottement	sans dimension	—
$\mu$	Viscosité dynamique du fluide	$ML^{-1}T^{-1}$	Pa·s
$\mu_{JT}$	Coefficient de Joule Thomson	$M^{-1}LT^2\Theta$	K/Pa
$\nu$	Viscosité cinématique du fluide: $\nu = \mu/\rho$	$L^2T^{-1}$	m <sup>2</sup> /s
$\xi$	Perte de pression relative (rapport de la perte de pression à la pression différentielle)	sans dimension	—
$\rho$	Masse volumique du fluide	$ML^{-3}$	kg/m <sup>3</sup>
$\tau$	Rapport des pressions: $\tau = p_2/p_1$	sans dimension	—
$\phi$	Angle au sommet du divergent	sans dimension	rad

<sup>a</sup> M = masse, L = longueur, T = temps,  $\Theta$  = température

<sup>b</sup>  $\gamma$  est le rapport de la capacité thermique massique à pression constante à la capacité thermique massique à volume constant. Pour les gaz parfaits, ce rapport et l'exposant isentropique ont la même valeur (voir 3.3.3). Ces valeurs dépendent de la nature du gaz.

<sup>c</sup> Les dimensions et les unités sont celles de la grandeur correspondante.

### IV.1. Généralités sur l'élément primaire

La Figure suivante présente la coupe, par un plan méridien, de la plaque d'un diaphragme normalisé. Les lettres dans le texte renvoient aux repères correspondants dans cette figure.

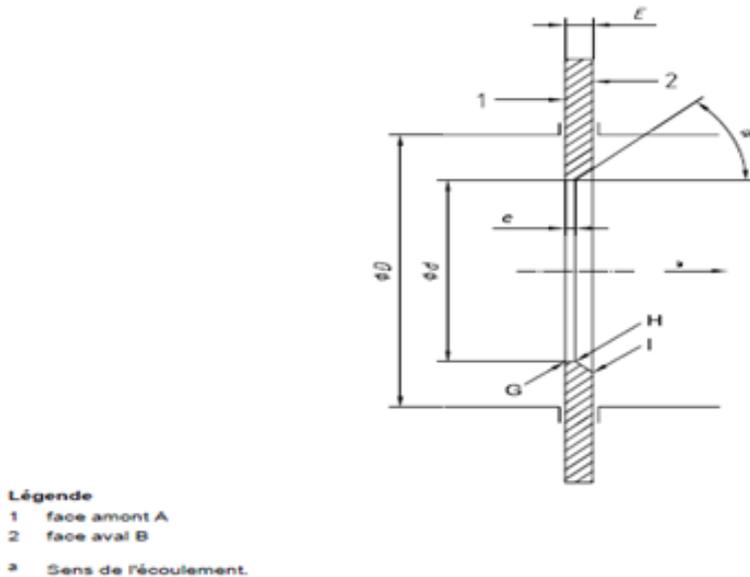


Figure 20 : Plaque de diaphragme normalisé.

#### IV.1.1. Forme générale

La partie de la plaque située à l'intérieur de la conduite doit être circulaire et présenter une symétrie de révolution de même axe que la conduite. Les faces de la plaque doivent toujours être planes et parallèles.

On doit prendre soin, lors de la conception du diaphragme et de son installation, de s'assurer que le gonflement plastique et la déformation élastique de la plaque, dus à l'importance de la pression différentielle ou de toute autre contrainte, ne fassent pas que la pente de la ligne droite dépasse 1 % dans des conditions de service.

- **Face amont A**

La face amont A de la plaque doit être plane lorsque la plaque est installée dans la tuyauterie en l'absence de pression différentielle. Sous réserve qu'il puisse être démontré que la méthode de montage ne déforme pas la plaque, cette planéité peut être mesurée avec la plaque hors de la tuyauterie. Dans ces conditions, la plaque peut être considérée comme plane si l'écart maximal entre la plaque et une arête droite de longueur D posée en travers de tout diamètre de la plaque est inférieur à  $0,005(D - d)/2$ , c'est-à-dire si la pente est inférieure à 0,5 % lorsque la plaque du diaphragme est observée avant son insertion dans l'axe du débitmètre.

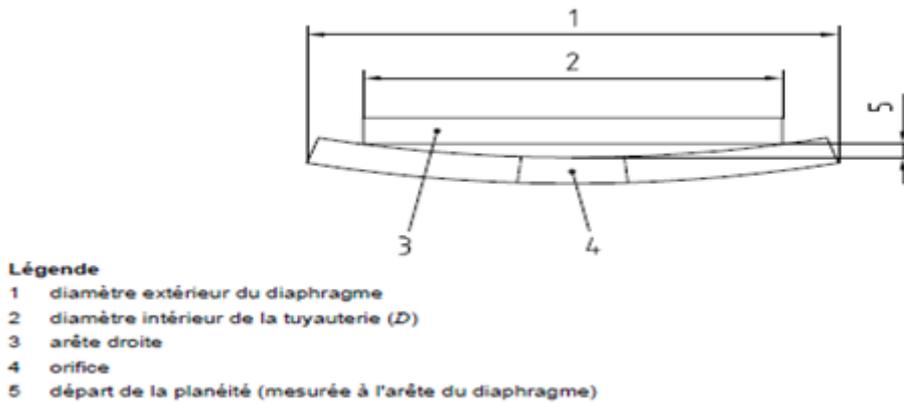


Figure 21 : Mesure de la planéité du diaphragme.

- **Face aval B**

La face aval B doit être plane et parallèle à la face amont. Bien qu'il puisse être commode de fabriquer le diaphragme avec la même finition de surface sur chaque face, il n'est pas nécessaire de fournir, pour la face aval, la même finition de haute qualité que pour la face amont. La planéité et l'état de surface de la face aval peuvent être jugés par examen visuel.

- **Épaisseurs de la plaque « E » et de l'orifice « e »**

L'épaisseur  $e$  de l'orifice doit être comprise entre  $0,005D$  et  $0,02D$ , l'épaisseur  $E$  de la plaque doit être comprise entre  $e$  et  $0,05D$ .

- **Angle du chanfrein  $\alpha$**

Si l'épaisseur  $E$  de la plaque dépasse l'épaisseur  $e$  de l'orifice, la plaque doit être chanfreinée vers l'aval. La surface chanfreinée doit être finie correctement. L'angle du chanfrein  $\alpha$  doit être de  $45^\circ \pm 15^\circ$ .

- **Arêtes G, H et I**

L'arête amont G ne doit présenter ni morfil ni bavure et doit être vive. Elle est réputée comme telle si son rayon est inférieur à  $0,0004d$ . Si  $d \geq 25$  mm, on peut généralement considérer que cette exigence est remplie par inspection visuelle, en vérifiant que l'arête ne réfléchit pas de rayon lumineux lorsqu'on l'examine à l'œil nu. Si  $d < 25$  mm, une inspection visuelle n'est pas suffisante. L'arête amont doit être carrée ; elle est considérée comme telle lorsque l'angle formé par le col de l'orifice du diaphragme et la face amont de la plaque du diaphragme est de  $90^\circ \pm 0,3^\circ$ . Le col de l'orifice du diaphragme est la zone de la plaque du diaphragme située entre les arêtes G et H.

Les arêtes aval H et I sont situées dans la région où l'écoulement est détaché et, par conséquent, les exigences concernant leur qualité sont moins rigoureuses que celles relatives à l'arête G, de sorte que de petits défauts sont acceptables.

### Plaques bidirectionnelles

Si le diaphragme est destiné à être utilisé pour mesurer des débits d'écoulement dans les deux sens, les exigences suivantes doivent être remplies :

- a) La plaque ne doit pas être chanfreinée.
- b) Les deux faces doivent être conformes aux spécifications de la face amont.

- c) L'épaisseur E de la plaque doit être égale à l'épaisseur e de l'orifice ; en conséquence, il peut être nécessaire de limiter la pression différentielle afin d'éviter la déformation de la plaque.
- d) Les deux arêtes de l'orifice doivent être conformes aux spécifications de l'arête amont.
- e) De plus, pour les diaphragmes à prises de pression à D et à D/2, deux jeux de prises de pression amont et aval doivent être fournis et utilisés en fonction du sens de l'écoulement.

- **L'orifice de la plaque**

Le diamètre de l'orifice doit dans tous les cas être supérieur ou égal à 12,5 mm. On doit prendre pour la valeur d du diamètre de l'orifice la moyenne des mesures d'au moins quatre diamètres formant entre eux des angles presque égaux. Il doit être cylindrique ; aucun diamètre ne doit différer de plus de 0,05 % de la valeur du diamètre moyen.

- **Rapport des diamètres  $\beta$**

C'est le rapport du diamètre de l'orifice (ou du col) de l'élément primaire au diamètre interne de la tuyauterie de mesure en amont de cet élément primaire. Le rapport des diamètres  $\beta = d/D$ , est toujours supérieur ou égal à 0,10 et inférieur ou égal à 0,75.

$$0,75 \geq \beta \geq 0,1$$

## IV.2. Prises de pression

### IV.2.1. Généralités et définitions

#### IV.2.1.1. La pression statique

La pression mesurable en reliant un appareil de mesure à une prise de pression à la paroi.

#### IV.2.1.2. Le rapport de pression $\tau$

C'est le rapport de la pression statique absolue à la prise de pression aval par la pression statique absolue à la prise de pression amont.

#### IV.2.1.3. La pression différentielle $\Delta P$

C'est la différence de pression statique mesurée à des prises de pression à la paroi en amont et en aval de l'élément primaire.

#### IV.2.1.4. La perte de pression $\Delta \varpi$

C'est la différence de pression statique entre la pression mesurée à la paroi en amont du diaphragme, à un endroit où l'influence de la pression d'impact d'approche au voisinage du diaphragme est encore négligeable, et celle mesurée en aval du diaphragme, à un endroit où la récupération de pression statique par expansion du jet peut être considérée comme juste terminée. La perte de pression est liée approximativement à la pression différentielle  $\Delta P$  par l'Équation suivante :

$$\Delta \varpi = \frac{\sqrt{1 - \beta^4(1 - C^2)} - C\beta^2}{\sqrt{1 - \beta^4(1 - C^2)} + C\beta^2} \Delta P$$

Une autre valeur approchée de  $\frac{\Delta \varpi}{\Delta P}$  est :

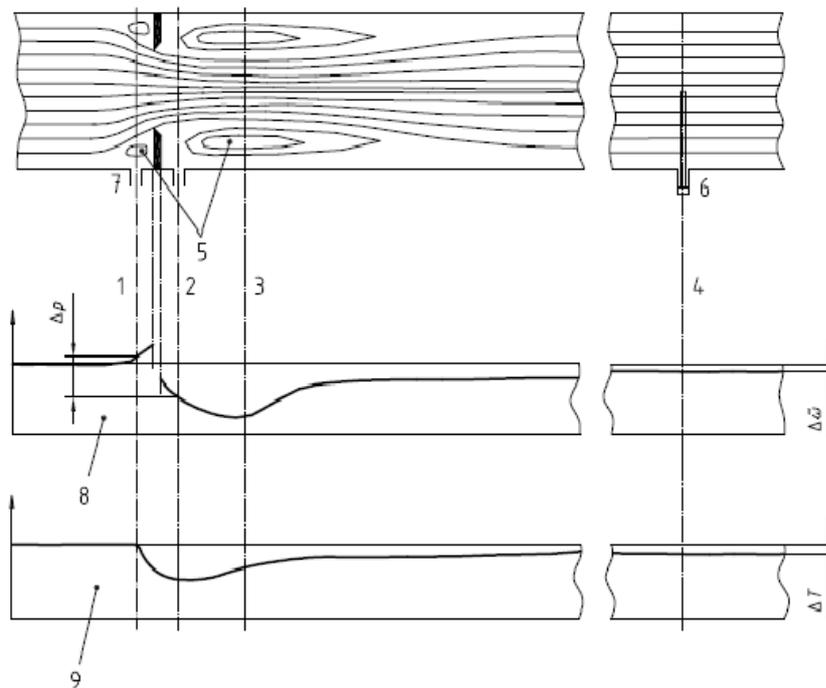
$$\frac{\Delta \varpi}{\Delta P} = 1 - \beta^{1,9}$$

Le coefficient de perte de pression, K, pour le diaphragme est donné tel que :

$$K = \left( \frac{\sqrt{1 - \beta^4(1 - C^2)}}{C\beta^2} - 1 \right)^2$$

Où K est défini par l'équation suivante :

$$K = \frac{\Delta\varpi}{\frac{1}{2}\rho_1 V^2}$$



**Légende**

- 1 plan des prises de pression amont
- 2 plan des prises de pression aval
- 3 plan de la prise de pression «vena contracta» (vitesses le plus élevées)
- 4 plan de la sonde de température
- 5 zone de séparation
- 6 logement de thermomètre (gaine thermométrique)
- 7 prises de pression
- 8 distribution de la pression sur la paroi
- 9

Figure 22 : Plan approximatif de l'écoulement, de la pression et la température dans un diaphragme.

#### IV.2.1.5. Emplacements des prises de pression

Pour chaque diaphragme, au moins une prise de pression amont et une prise de pression aval doivent être installées à l'un ou à l'autre des emplacements normalisés, c'est-à-dire en tant que prises à D et à D/2, à la bride ou dans les angles. C'est l'emplacement des prises de pression qui caractérise le type de débitmètre à diaphragme normalisé. L'éloignement l d'une prise de pression est la distance entre l'axe de la prise de pression et le plan d'une face spécifiée du diaphragme.

• **Diaphragme avec prises de pression à D et à D/2**

Pour les diaphragmes à prises de pression à D et à D/2, l'éloignement  $l_1$  de la prise de pression amont est nominalement égal à D, mais peut être compris entre 0,9D et 1,1D sans modification du coefficient de décharge.

$$l_1 = D \text{ ou } 0,9D < l_1 < 1,1D ;$$

L'éloignement  $l_2$  de la prise de pression aval est nominalement égal à 0,5D, mais peut être compris, sans modification du coefficient de décharge, entre les valeurs suivantes :

$$0,48D \leq l_2 \leq 0,52D \text{ lorsque } \beta \leq 0,6 ;$$

$$0,49D \leq l_2 \leq 0,51D \text{ lorsque } \beta > 0,6.$$

Les deux éloignements  $l_1$  et  $l_2$  sont mesurés à partir de la face amont du diaphragme.

• **Diaphragme avec prises de pression à la bride**

Pour les diaphragmes à prises de pression à la bride, l'éloignement  $l_1$  de la prise de pression amont est nominalement égal à 25,4 mm et est mesuré à partir de la face amont du diaphragme :

$$l_1 = 25,4 \text{ mm} ;$$

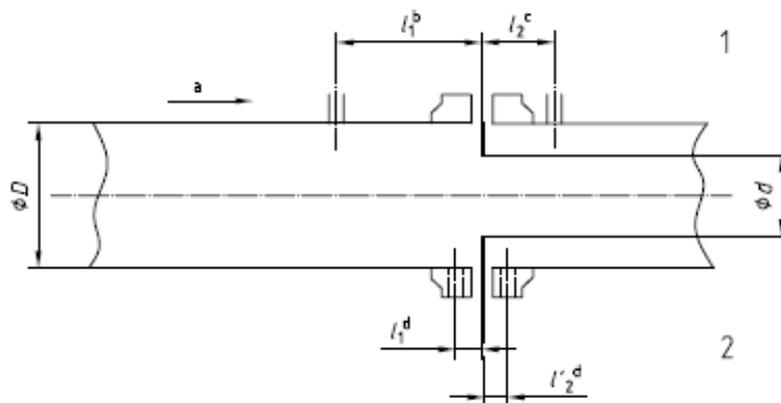
L'éloignement  $l'_2$  de la prise de pression aval est nominalement égal à 25,4 mm et est mesuré à partir de la face aval du diaphragme :

$$l'_2 = 25,4 \text{ mm} ;$$

Ces éloignements amont et aval  $l_1$  et  $l'_2$  peuvent être compris, sans modification du coefficient de décharge, dans les gammes de valeurs suivantes :

- $l_1 = l'_2 = 25,4 \text{ mm} \pm 0,5 \text{ mm}$  lorsque  $\beta > 0,6$  et  $D < 150 \text{ mm}$  ;
- $l_1 = l'_2 = 25,4 \text{ mm} \pm 1 \text{ mm}$  dans tous les autres cas, C'est-à-dire  $\beta < 0,6$  ou bien  $\beta > 0,6$ , mais  $150 \text{ mm} \leq D \leq 1000 \text{ mm}$ .

L'axe de la prise doit rencontrer l'axe de la conduite et former avec lui un angle aussi voisin que possible de 90°, mais dans tous les cas à 3° près de la perpendiculaire.



**Légende**

- 1 prises de pression à D et à D/2
- 2 prises de pression à la bride

Figure 23 : Diaphragme avec des prises de pression à D et à D/2 et à la bride.

- **Diaphragme à prises de pression dans les angles**

L'éloignement des axes des prises de pression par rapport aux faces respectives de la plaque est égal au demi-diamètre ou à la demi-largeur des prises elles-mêmes, de sorte que les prises de pression débouchent au ras des faces de la plaque. Les prises de pression peuvent être des prises de pression individuelles ou bien des fentes annulaires. Ces deux types de prises peuvent être placés sur la conduite, dans ses brides ou dans des bagues porteuses.

Si l'on utilise des prises de pression individuelles, leur axe doit rencontrer l'axe de la conduite et former avec lui un angle aussi voisin que possible de 90°.

### IV.3. Limites d'emploi

Les diaphragmes normalisés ne doivent être utilisés conformément à la présente partie de l'ISO 5167 que dans les conditions suivantes :

Pour les diaphragmes avec prises de pression dans les angles ou avec prises de pression à D et à D/2:

- $d \geq 12,5$  mm ;
- $50 \text{ mm} \leq D \leq 1\,000$  mm ;
- $0,1 \leq \beta \leq 0,75$  ;
- $Re_D \geq 5\,000$  pour  $0,1 \leq \beta \leq 0,559$  ;
- $Re_D \geq 16\,000$  pour  $\beta > 0,559$ .

Pour les diaphragmes avec prises de pression à la bride :

- $d \geq 12,5$  mm ;
- $50 \text{ mm} \leq D \leq 1\,000$  mm ;
- $0,1 \leq \beta \leq 0,75$  ;
- à la fois  $Re_D \geq 5\,000$  et  $Re_D \geq 170\beta^2 D$  ;
- La valeur de l'écart moyen arithmétique du profil de rugosité, Ra, doit être telle que  $10^4 Ra/D$  soit inférieur à la valeur maximale et supérieure à la valeur minimale, les bornes sont indiquées dans les tableaux qui suivront

$\beta$	$Re_D$								
	$\leq 10^4$	$3 \times 10^4$	$10^5$	$3 \times 10^5$	$10^6$	$3 \times 10^6$	$10^7$	$3 \times 10^7$	$10^8$
$\leq 0,20$	15	15	15	15	15	15	15	15	15
0,30	15	15	15	15	15	15	15	14	13
0,40	15	15	10	7,2	5,2	4,1	3,5	3,1	2,7
0,50	11	7,7	4,9	3,3	2,2	1,8	1,3	1,1	0,9
0,60	5,8	4,0	2,5	1,8	1,0	0,7	0,6	0,5	0,4
$\geq 0,65$	4,2	3,0	1,9	1,2	0,8	0,6	0,4	0,3	0,3

Tableau 3 valeurs maximales du profil de rugosité.

$\beta$	$Re_D$			
	$\leq 3 \times 10^6$	$10^7$	$3 \times 10^7$	$10^8$
$\leq 0,50$	0,0	0,0	0,0	0,0
0,60	0,0	0,0	0,003	0,004
$\geq 0,65$	0,0	0,013	0,016	0,012

Tableau 4 valeurs minimales du profil de rugosité.

Dans le chapitre du dimensionnement de la plaque à orifice, les calculs sont faits pour des prises de pressions à la bride\*

## IV.4. Coefficients et incertitudes correspondantes des diaphragmes

### IV.4.1. Coefficients

#### IV.4.1.1. Coefficient de décharge C

Défini pour un écoulement de fluide incompressible, il relie le débit réel traversant l'appareil au débit théorique, il est en fonction du nombre de Reynolds. Pour les fluides incompressibles le coefficient de décharge est donné par la formule suivante :

$$C = \frac{q_{m\sqrt{1-\beta^4}}}{\frac{\pi}{4} d^2 \sqrt{2\Delta P \rho_1}}$$

Le coefficient de décharge, C, est donné par l'équation empirique de Reader-Harris/Gallagher :

$$C = 0,5961 + 0,02161\beta^2 - 0,216\beta^8 + 0,000521\left(\frac{10^6\beta}{Re_D}\right)^{0,7} + (0,0188 + 0,0063A)\beta^{3,5}\left(\frac{10^6}{Re_D}\right)^{0,3} + (0,043 + 0,08e^{-10L_1} - 0,123e^{-7L_1})(1 - 0,11A)\frac{\beta^4}{1-\beta^4} - 0,031(M'_2 - 0,8M'^{1,1}_2)\beta^{1,3}$$

Si  $D < 71,12$  mm, le terme suivant doit être ajouté à l'Équation :

$$+0,011(0,75 - \beta)\left(2,8 - \frac{D}{25,4}\right)$$

Où :

- $\beta = d/D$  est le rapport des diamètres ;
- $Re_D$  est le nombre de Reynolds rapporté à D ;
- $L_1 = l_1/D$  est le quotient de l'éloignement de la prise de pression amont, à partir de la face amont du diaphragme et du diamètre de la conduite ;
- $L'_2 = l'_2/D$  est le quotient de l'éloignement de la prise de pression aval, à partir de la face aval du diaphragme et du diamètre de la conduite. ( $L'_2$  se rapporte à l'éloignement aval à partir de la face aval alors que  $L_2$  se rapporte à l'éloignement aval à partir de la face amont).

Avec :

$$M'_2 = \frac{2L'_2}{1 - \beta}$$

Et :

$$A = \left(\frac{19000\beta}{Re_D}\right)^{0,8}$$

Pour les prises de pression à la bride :

$$L_1 = L'_2 = \frac{25,4}{D}$$

**IV.4.1.2. Coefficient de vitesse d'approche E**

Défini comme suit :

$$E = \frac{1}{\sqrt{1 - \beta^4}}$$

**IV.4.1.3. Coefficient de débit  $\alpha$**

Donné par la formule suivante :

$$\alpha = C \frac{1}{\sqrt{1 - \beta^4}} = C \cdot E$$

**IV.4.1.4. Coefficient de détente  $\varepsilon$**

Il est utilisé pour tenir compte de la compressibilité du fluide.  $\varepsilon$  est égal à l'unité lorsque le fluide est considéré incompressible (liquide), et est inférieur à l'unité lorsque le fluide est compressible (gazeux). Le coefficient de décharge  $\varepsilon$  dépend du rapport des pressions, de la pression statique et de l'exposant isentropique, Il est pratiquement indépendant du nombre de Reynolds.

$$\varepsilon = \frac{q_m \sqrt{1 - \beta^4}}{\frac{\pi}{4} d^2 C \sqrt{2\Delta P \rho_1}}$$

Pour les trois types de disposition des prises, la formule empirique du calcul du coefficient de détente,  $\varepsilon$  est la suivante :

$$\varepsilon = 1 - (0,351 + 0,256\beta^4 + 0,93\beta^8)\left(1 - \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{1/\kappa}\right)$$

Cependant, l'Équation n'est applicable que si  $\frac{P_2}{P_1} \geq 0,75$ .

**IV.4.2. Incertitudes**

**IV.4.2.1. Incertitude sur le coefficient de décharge C**

Pour les trois types de prise, lorsque  $\beta$ ,  $D$ ,  $Re_D$  et  $Ra/D$  sont supposés connus sans erreur, l'incertitude relative de la valeur de C est égale à:

(0,7 - $\beta$ ) %	pour	$0,1 \leq \beta \leq 0,2$ ;
0,5 %	pour	$0,2 \leq \beta \leq 0,6$ ;

$$(1,667\beta - 0,5) \% \quad \text{pour} \quad 0,6 < \beta \leq 0,75.$$

Si  $D < 71,12$  mm, il convient d'ajouter de manière arithmétique l'incertitude relative suivante aux valeurs ci-dessus :

$$+0,9(0,75 - \beta) \left( 2,8 - \frac{D}{25,4} \right) \%$$

Si  $\beta > 0,5$  et  $Re_D < 10\,000$ , il convient d'ajouter de manière arithmétique l'incertitude relative suivante aux valeurs ci-dessus:

$$+ 0,5 \%$$

### IV.4.2.2. Incertitude sur le coefficient de détente $\varepsilon$

Lorsque  $\beta$ ,  $\frac{\Delta P}{P_1}$  et  $K$  sont supposés connus sans erreur, l'incertitude relative, en pourcentage, de la valeur de  $\varepsilon$  est égale à:

$$3,5 \frac{\Delta P}{KP_1} \%$$

## IV.5. Exigences d'installation

### IV.5.1. Généralités

- La méthode de mesurage n'est applicable qu'aux fluides s'écoulant dans une conduite de section circulaire.
- La conduite doit être complètement remplie dans la section de mesure. L'élément primaire doit être installé entre deux longueurs droites de conduite cylindrique présentant un diamètre constant et des longueurs minimales spécifiées constantes, ne comportant aucun obstacle.
- La conduite est considérée comme droite lorsque l'écart par rapport à une ligne droite ne dépasse pas 0,4 % sur toute la longueur de la conduite. Une inspection visuelle est normalement suffisante. Le montage de brides sur les sections droites de la conduite en amont et en aval de l'élément primaire est autorisé.
- La conduite doit être de section droite intérieure circulaire tout le long des parties droites minimales nécessaires. La section droite peut être déclarée circulaire lorsqu'elle semble telle à l'inspection visuelle.
- L'intérieur de la conduite doit être propre à tout moment. Les salissures pouvant facilement se détacher de la conduite doivent être retirées. Tout défaut métallique de la conduite, tel que le métal écaillé, doit être éliminé.
- La valeur acceptable de la rugosité de la conduite dépend de l'élément primaire. Il convient de mesurer la rugosité de la surface intérieure de la conduite approximativement aux mêmes emplacements axiaux que ceux utilisés pour déterminer et vérifier le diamètre intérieur de la conduite. La rugosité doit être mesurée au moins quatre fois pour définir la rugosité de la surface intérieure de la conduite.
- La conduite peut être munie d'orifices de purge et/ou d'évents nécessaires à l'évacuation de dépôts solides et de fluides entraînés. Toutefois, le débit de ces purges et de ces événements doit être nul pendant le mesurage du débit.

## Chapitre IV : L'ISO 5167 pour le dimensionnement d'un compteur à diaphragme

- Il peut s'avérer nécessaire d'isoler le débitmètre dans le cas de différences importantes entre la température ambiante et la température du fluide en écoulement, étant donné l'incertitude de mesure recherchée. Ceci est particulièrement vrai en cas de mesurage de fluides près de leur point critique où de faibles variations de température entraînent d'importantes variations de la masse volumique. Ceci peut être important à de faibles débits où les effets du transfert thermique peuvent causer une déformation du profil des températures.

### IV.5.2. Longueurs droites minimales d'amont et d'aval

- L'élément primaire doit être installé dans la conduite dans une position telle que les conditions d'écoulement immédiatement en amont de l'élément primaire se rapprochent de celles d'un écoulement complètement établi et exempt de giration.
- Les longueurs droites minimales d'amont et d'aval requises pour l'installation entre divers accessoires et l'élément primaire dépendent de l'élément primaire. Pour certains accessoires utilisés couramment, on peut utiliser les longueurs droites minimales de la conduite.
- Toutefois, un conditionneur d'écoulement tel que spécifié permettra d'utiliser des longueurs d'amont de la conduite beaucoup plus courtes.

### Longueurs droites minimales pour un diaphragme

Les longueurs droites minimales des conduites, requises en amont et en aval du diaphragme pour les accessoires spécifiés, dans l'installation sans conditionneur d'écoulement, sont données dans le tableau suivant.

Valeurs exprimées en multiples du diamètre intérieur,  $D$

Rapport des diamètres $\beta$	En amont (entrée) du diaphragme														En aval (sortie) du diaphragme													
	Coude simple à 90°		Deux coudes à 90° dans le même plan: Configuration S		Deux coudes à 90° dans le même plan: Configuration S		Deux coudes à 90° dans des plans perpendiculaires		Deux coudes à 90° dans des plans perpendiculaires		Té simple à 90° avec ou sans extension		Coude simple à 45°		Deux coudes à 45° dans le même plan: Configuration S		Réduction concentrique de 2D à D sur une longueur de 1,5D à 3D		Évasement concentrique de 0,5D à D sur une longueur de D à 2D		Robinet sphérique ou robinet à opercule grand ouvert		Brusque réduction symétrique		Logement de thermomètre (gaine thermométrique) <sup>c</sup>		Accessoires (Colonnes 2 à 11) et poche à densimètre	
	$(S > 30D)^a$		$(30D \geq S > 10D)^a$		$(10D \geq S)^a$		$(30D \geq S \geq 5D)^a$		$(5D > S)^{a, b}$				$(S \geq 2D)^a$															
1	2		3		4		5		6		7		8		9		10		11		12		13		14			
—	A <sup>e</sup>	B <sup>f</sup>	A <sup>e</sup>	B <sup>f</sup>	A <sup>e</sup>	B <sup>f</sup>	A <sup>e</sup>	B <sup>f</sup>	A <sup>e</sup>	B <sup>f</sup>	A <sup>e</sup>	B <sup>f</sup>	A <sup>e</sup>	B <sup>f</sup>	A <sup>e</sup>	B <sup>f</sup>	A <sup>e</sup>	B <sup>f</sup>	A <sup>e</sup>	B <sup>f</sup>	A <sup>e</sup>	B <sup>f</sup>	A <sup>e</sup>	B <sup>f</sup>	A <sup>e</sup>	B <sup>f</sup>	A <sup>e</sup>	B <sup>f</sup>
≤ 0,20	6	3	10	9	10	9	19	18	34	17	3	9	7	9	5	9	6	9	12	6	30	15	5	3	4	2		
0,40	16	3	10	9	10	9	44	18	50	25	9	3	30	9	5	9	12	8	12	6	30	15	5	3	6	3		
0,50	22	9	18	10	22	10	44	18	75	34	19	9	30	18	8	5	20	9	12	6	30	15	5	3	6	3		
0,60	42	13	30	18	42	18	44	18	65 <sup>h</sup>	25	29	18	30	18	9	5	26	11	14	7	30	15	5	3	7	3,5		
0,67	44	20	44	18	44	20	44	20	60	18	36	18	44	18	12	6	28	14	18	9	30	15	5	3	7	3,5		
0,75	44	20	44	18	44	22	44	20	75	18	44	18	44	18	13	8	36	18	24	12	30	15	5	3	8	4		

NOTE 1 Les longueurs droites minimales nécessaires sont des longueurs entre divers accessoires situés en amont ou en aval du diaphragme, et le diaphragme lui-même. Les longueurs droites doivent être mesurées à partir de l'extrémité aval de la partie incurvée du coude le plus proche (ou du seul coude) ou du té ou de l'extrémité aval de la partie incurvée ou conique de la réduction ou de l'évasement.

NOTE 2 La plupart des coudes sur lesquels sont basées les longueurs de ce tableau ont un rayon de courbure égal à 1,5D.

<sup>a</sup> S est la distance entre les deux coudes, mesurée de l'extrémité aval de la partie incurvée du coude amont à l'extrémité amont de la partie incurvée du coude aval.

<sup>b</sup> Cela n'est pas une bonne installation en amont; il convient d'utiliser un conditionneur d'écoulement quand cela est possible.

<sup>c</sup> L'installation de logements de thermomètres (gaines thermométriques) ne changera pas les longueurs droites minimales nécessaires en amont pour les autres accessoires.

<sup>d</sup> Un logement de thermomètre (gaine thermométrique) d'un diamètre entre 0,03D et 0,13D peut être installé(e), dans la mesure où les valeurs des Colonnes A et B passent respectivement à 20 et à 10. Une telle installation n'est cependant pas recommandée.

<sup>e</sup> La Colonne A de chaque accessoire donne des longueurs correspondant à des valeurs d'incertitude supplémentaire nulle» (voir 6.2.3).

<sup>f</sup> La Colonne B de chaque accessoire donne des longueurs correspondant à des valeurs d'incertitude supplémentaire de 0,5 %» (voir 6.2.4).

<sup>g</sup> La longueur droite mentionnée dans la Colonne A donne une «incertitude additionnelle nulle»; il n'y a pas de données disponibles pour des longueurs droites plus courtes qui pourraient être utilisées pour donner les longueurs droites nécessaires pour la Colonne B.

<sup>h</sup> Une longueur droite de 95D est nécessaire pour  $Re_D > 2 \times 10^6$  si  $S < 2D$ .

Tableau 5 les longueurs droites à l'amont et à l'aval du diaphragme sans conditionneur d'écoulement.

## IV.6. Conditionneurs d'écoulement

### IV.6.1. Généralités

Un conditionneur d'écoulement peut être utilisé pour réduire les longueurs droites en amont soit en satisfaisant à l'essai de conformité de l'ISO 5167, auquel cas il peut être utilisé en aval de tout accessoire situé en amont. C'est un appareil qui non seulement satisfait aux exigences d'élimination ou de réduction considérable des perturbations, mais qui est conçu pour redistribuer le profil des vitesses afin de produire des conditions d'écoulement qui sont acceptables.

Parmi les conditionneurs d'écoulement qui ont satisfait l'essai de conformité conformément à l'ISO 5167, on peut citer le redresseur d'écoulement à faisceau de 19 tubes, le conditionneur d'écoulement à plaque Zanker et le conditionneur d'écoulement Gallagher.

### IV.6.2. Redresseur d'écoulement à faisceau de 19 tubes (1998)

#### IV.6.2.1. Conception

Le redresseur d'écoulement à faisceau de 19 tubes doit comprendre 19 tubes disposés en cylindre comme indiqué sur la Figure suivante.

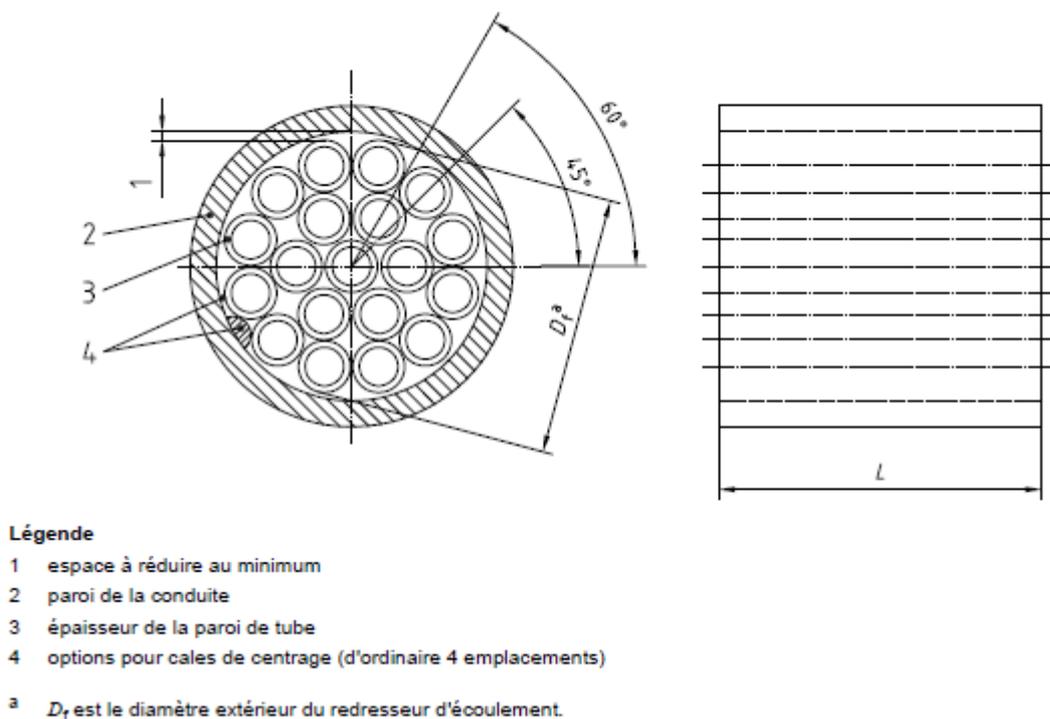


Figure 24: Redresseur d'écoulement 19 tubes (1998).

## Chapitre IV : L'ISO 5167 pour le dimensionnement d'un compteur à diaphragme

Afin de réduire les perturbations pouvant se produire entre les tubes extérieurs du redresseur d'écoulement à faisceau de 19 tubes (1998) et la paroi de la conduite, le diamètre extérieur maximal du redresseur d'écoulement,  $D_f$ , doit répondre à l'exigence suivante :

$$0,95D \leq D_f \leq D$$

La longueur,  $L$ , des tubes doit être comprise entre  $2D$  et  $3D$ , de préférence le plus proche possible de  $2D$ .

### IV.6.2.2. Tubes du redresseur d'écoulement à faisceau de 19 tubes (1998)

Il est nécessaire que tous les tubes du faisceau présentent un lissage, un diamètre extérieur et une épaisseur de paroi uniformes. L'épaisseur de la paroi de chaque tube du redresseur d'écoulement à faisceau de 19 tubes doit être fine. Tous les tubes doivent comporter un chanfrein intérieur aux deux extrémités. L'épaisseur de la paroi doit être inférieure à  $0,025D$ .

### IV.6.2.3. Perte de pression

Le coefficient de perte de pression,  $K$ , du redresseur d'écoulement à faisceau de 19 tubes, est approximativement égal à  $0,75$ ,  $K$  étant calculé à l'aide de l'équation suivante :

$$K = \frac{\Delta P_c}{\frac{1}{2} \rho V^2}$$

Où :

$\Delta P_c$  : Est la perte de pression à travers le redresseur d'écoulement à faisceau de 19 tubes ;

$\rho$  : Est la masse volumique du fluide dans la conduite ;

$V$  : est la vitesse axiale moyenne du fluide dans la conduite.

### IV.6.2.4. Installation en aval de tout accessoire

Le redresseur d'écoulement à faisceau de 19 tubes (1998) peut être utilisé en aval de n'importe quel accessoire en amont, avec un diaphragme dont le rapport des diamètres est inférieur ou égal à  $0,67$  ( $\beta \leq 0,67$ ), dans la mesure où il répond à la spécification de fabrication.

Le redresseur d'écoulement à faisceau de 19 tubes (1998) doit être installé de façon qu'il y ait un espace d'au moins  $30D$  entre le diaphragme et tout accessoire en amont et que la distance entre son extrémité aval et le diaphragme soit égal à  $13D \pm 0,25D$ .

### IV.6.2.5. Options supplémentaires

Les emplacements autorisés du redresseur d'écoulement à faisceau de 19 tubes (1998) dépendent de  $L_f$ , la distance entre le diaphragme et l'accessoire en amont le plus proche, mesurée à l'extrémité aval de la partie incurvée du coude le plus proche (ou du seul coude) ou du té, ou à l'extrémité aval de la partie incurvée ou conique de la réduction ou de l'évasement.

## Chapitre IV : L'ISO 5167 pour le dimensionnement d'un compteur à diaphragme

Le Tableau suivant indique la plage d'emplacements possibles et l'emplacement recommandé pour le redresseur d'écoulement à faisceau de 19 tubes dans deux plages de  $L_f$ , à savoir :

- $30D > L_f \geq 18D$  ;
- $L_f \geq 30D$

## Chapitre IV : L'ISO 5167 pour le dimensionnement d'un compteur à diaphragme

Rapport des diamètres $\beta$	Coude simple à 90° <sup>b</sup>				Deux coudes à 90° <sup>b</sup> dans des plans perpendiculaires ( $2D \geq S$ ) <sup>a</sup>				Té simple à 90°				Tout accessoire			
	$30 > L_f \geq 18$		$L_f \geq 30$		$30 > L_f \geq 18$		$L_f \geq 30$		$30 > L_f \geq 18$		$L_f \geq 30$		$30 > L_f \geq 18$		$L_f \geq 30$	
	2		3		4		5		6		7		8		9	
—	A <sup>c</sup>	B <sup>d</sup>	A <sup>c</sup>	B <sup>d</sup>	A <sup>c</sup>	B <sup>d</sup>	A <sup>c</sup>	B <sup>d</sup>	A <sup>c</sup>	B <sup>d</sup>	A <sup>c</sup>	B <sup>d</sup>	A <sup>c</sup>	B <sup>d</sup>	A <sup>c</sup>	B <sup>d</sup>
≤ 0,2	5 à 14,5	1 à $n^e$	5 à 25	1 à $n^e$	5 à 14,5	1 à $n^e$	5 à 25	1 à $n^e$	5 à 14,5	1 à $n^e$	1 à 25	1 à $n^e$	5 à 11	1 à $n^e$	5 à 13	1 à $n^e$
0,4	5 à 14,5	1 à $n^e$	5 à 25	1 à $n^e$	5 à 14,5	1 à $n^e$	5 à 25	1 à $n^e$	5 à 14,5	1 à $n^e$	1 à 25	1 à $n^e$	5 à 11	1 à $n^e$	5 à 13	1 à $n^e$
0,5	11,5 à 14,5	3 à $n^e$	11,5 à 25	3 à $n^e$	9,5 à 14,5	1 à $n^e$	9 à 25	1 à $n^e$	11 à 13	1 à $n^e$	9 à 23	1 à $n^e$	<sup>f</sup> 9	3 à $n^e$	11,5 à 14,5	3 à $n^e$
0,6	12 à 13	5 à $n^e$	12 à 25	5 à $n^e$	13,5 à 14,5	6 à $n^e$	9 à 25	1 à $n^e$	<sup>f</sup> h	7 à $n^e$	11 à 16	1 à $n^e$	<sup>f</sup>	7 à $n^e$	12 à 16	6 à $n^e$
0,67	13	7 à $n^e$	13 à 16,5	7 à $n^e$	13 à 14,5	7 à $n^e$	10 à 16	5 à $n^e$	<sup>f</sup>	8 à $n^e$	11 à 13	6 à $n^e$	<sup>f</sup>	8 à 10	13	7 à $n-1,5^e$
0,75	14	8 à $n^e$	14 à 16,5	8 à $n^e$	<sup>f</sup>	9,5 à $n^e$	12 à 12,5	8 à $n^e$	<sup>f</sup>	9 à $n^e$	12 à 14	7 à $n^e$	<sup>f</sup>	9,5	<sup>f</sup>	8 à 22
Recom-mandé	13 pour $\beta \leq 0,67$	13 pour $\beta \leq 0,75$	14 à 16,5 pour $\beta \leq 0,75$	14 à 16,5 pour $\beta \leq 0,75$	13,5 à 14,5 pour $\beta \leq 0,67$	13,5 à 14,5 pour $\beta \leq 0,75$	12 à 12,5 pour $\beta \leq 0,75$	12 à 12,5 pour $\beta \leq 0,75$	13 pour $\beta \leq 0,54$	13 pour $\beta \leq 0,75$	12 à 13 pour $\beta \leq 0,75$	12 à 13 pour $\beta \leq 0,75$	9,5 pour $\beta \leq 0,46$	9,5 pour $\beta \leq 0,75$	13 pour $\beta \leq 0,67$	13 pour $\beta \leq 0,75$

NOTE Les longueurs droites données dans le présent tableau sont les longueurs autorisées entre l'extrémité aval d'un redresseur d'écoulement à faisceau de 19 tubes (1998) (comme décrit en 6.3.2.1) et le diaphragme, étant donné qu'un accessoire particulier est installé en amont du redresseur d'écoulement à faisceau de 19 tubes (1998) à une distance  $L_f$  du diaphragme. La distance  $L_f$  à partir du diaphragme est mesurée à l'extrémité aval de la partie incurvée du coude le plus proche (ou du seul coude) ou du té, ou à l'extrémité aval de la partie incurvée ou conique de la réduction ou de l'évasement. Les valeurs recommandées indiquent les emplacements du faisceau de tubes applicables sur une plage spécifiée de  $\beta$ .

<sup>a</sup>  $S$  est la distance entre les deux coudes, mesurée de l'extrémité aval de la partie incurvée du coude amont à l'extrémité amont de la partie incurvée du coude aval.

<sup>b</sup> Il convient que les coudes aient un rayon de courbure égal à  $1,5D$ .

<sup>c</sup> La Colonne A de chaque accessoire donne des longueurs correspondant à des valeurs d'«incertitude supplémentaire nulle» (voir 6.3.2.3.2).

<sup>d</sup> La Colonne B de chaque accessoire donne des longueurs correspondant à des valeurs d'«incertitude supplémentaire de 0,5 %» (voir 6.3.2.3.3).

<sup>e</sup>  $n$  est le nombre de diamètres nécessaire pour que l'extrémité amont du redresseur d'écoulement à faisceau de 19 tubes (1998) soit située à  $1/D$  de l'extrémité aval de la partie incurvée ou conique de l'accessoire le plus proche. Il est souhaitable que la longueur entre l'extrémité amont du redresseur d'écoulement à faisceau de 19 tubes (1998) et l'extrémité aval de la partie incurvée ou conique de l'accessoire le plus proche soit d'au moins  $2,5D$ , sauf si cela ne donne pas une valeur acceptable pour la distance entre le diaphragme et l'extrémité aval du redresseur d'écoulement à faisceau de 19 tubes (1998).

<sup>f</sup> Il n'est pas possible de trouver un emplacement acceptable pour un redresseur d'écoulement à faisceau de 19 tubes (1998) en aval de l'accessoire particulier pour toutes les valeurs de  $L_f$  auxquelles s'applique la colonne.

<sup>g</sup> Si  $\beta = 0,46$ , une valeur de 9,5 est possible.

<sup>h</sup> Si  $\beta = 0,54$ , une valeur de 13 est possible.

**Tableau 6 plages des longueurs droites du conditionneur d'écoulement 19 tubes**

Si aucun emplacement n'est indiqué dans le Tableau pour un redresseur d'écoulement à faisceau de 19 tubes avec un accessoire, un rapport des diamètres du diaphragme  $\beta$  et une valeur de  $L_f$  particuliers, une installation n'est recommandée ni avec cet accessoire, ni avec  $\beta$  ni avec  $L_f$ .

### IV.6.3. Conditionneur d'écoulement Zanker

Le conditionneur d'écoulement Zanker consiste en une plaque percée de trous de dimensions particulières, suivis de canaux (un par trou) formés par les intersections de plaques. Il convient que les différentes plaques soient aussi minces que possible tout en assurant à l'ensemble une résistance mécanique suffisante. Le coefficient de perte de pression,  $K$ , du conditionneur d'écoulement Zanker est approximativement égal à 5.

#### IV.6.3.1. Description

La plaque de conditionneur d'écoulement Zanker décrite ici est une évolution du conditionneur d'écoulement Zanker. Elle présente la même distribution de trous dans une plaque, mais la structure en nid d'abeilles n'est pas fixée à la plaque. C'est pourquoi l'épaisseur de la plaque a été augmentée à  $D/8$ .

#### IV.6.3.2. Conception

La plaque de conditionneur d'écoulement Zanker se compose de 32 trous percés, disposés sur un modèle symétrique circulaire. Les dimensions des trous dépendent du diamètre intérieur  $D$  de la conduite. Elle est représentée dans la figure 11.

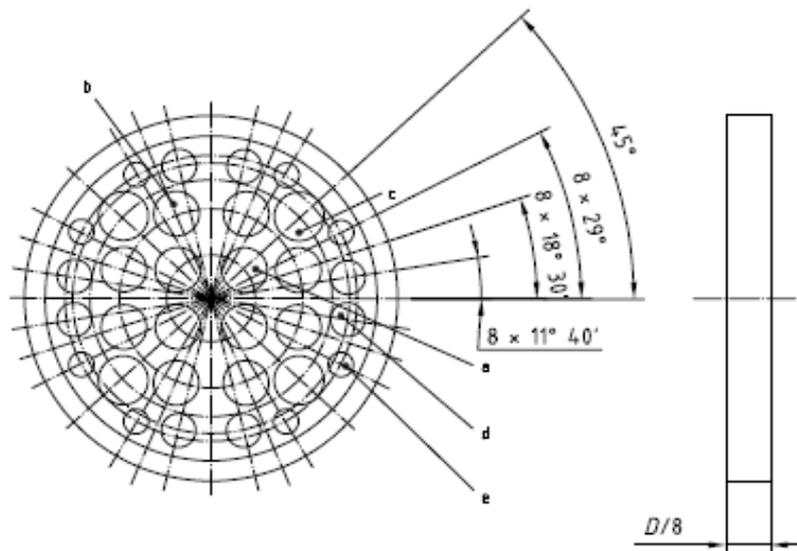


Figure 25 plaque du conditionneur d'écoulement Zanker.

## CHAPITRE IV : L'ISO 5167 pour le dimensionnement d'un compteur à diaphragme

Sur ce modèle il y a :

- Une couronne de 4 trous centraux de diamètre  $0,141D \pm 0,001D$  sur un diamètre de cercle de  $0,25D \pm 0,0025D$ .
- Une couronne de 8 trous de diamètre  $0,139D \pm 0,001D$  sur un diamètre de cercle de  $0,56D \pm 0,0056D$ .
- Une couronne de 4 trous de diamètre  $0,1365D \pm 0,001D$  sur un diamètre de cercle de  $0,75D \pm 0,0075D$ .
- Une couronne de 8 trous de diamètre  $0,11D \pm 0,001D$  sur un diamètre de cercle de  $0,85D \pm 0,0085D$ .
- Une couronne de 8 trous de diamètre  $0,077D \pm 0,001D$  sur un diamètre de cercle de  $0,90D \pm 0,009D$ .

L'épaisseur de la plaque perforée,  $t_c$ , est telle que :

$$0,12D < t_c < 0,15D.$$

### IV.6.3.3. La perte de pression

Le coefficient de perte de pression,  $K$ , de la plaque de conditionneur d'écoulement Zanker est approximativement égal à 3.  $K$  étant calculé à l'aide de l'équation suivante :

$$K = \frac{\Delta P_c}{\frac{1}{2} \rho V^2}$$

Où :

$\Delta P_c$  : Est la perte de pression à travers la plaque du conditionneur d'écoulement Zanker ;

$\rho$  : Est la masse volumique du fluide dans la conduite ;

$V$  : est la vitesse axiale moyenne du fluide dans la conduite.

### IV.6.3.4. Installation en aval de tout accessoire :

$L_f$ , la distance entre le diaphragme et l'accessoire en amont le plus proche, doit être au moins égale à  $17D$ . La plaque de conditionneur d'écoulement Zanker doit être installée de manière que  $L_s$ , la distance entre la face aval de la plaque de conditionneur d'écoulement et le diaphragme, soit égale à :

$$7,5D \leq L_s \leq L_f - 8,5D$$

La plaque de conditionneur d'écoulement Zanker peut être utilisée pour  $\beta \leq 0,67$ .

## IV.6.4. Conditionneur d'écoulement Gallagher

### IV.6.4.1. Conceptions

Le conditionneur d'écoulement Gallagher se compose d'un dispositif anti tourbillon, d'une chambre de conditionnement et, enfin, d'un appareil profilé comme indiqué dans les figures 12 et 13.

## CHAPITRE IV : L'ISO 5167 pour le dimensionnement d'un compteur à diaphragme

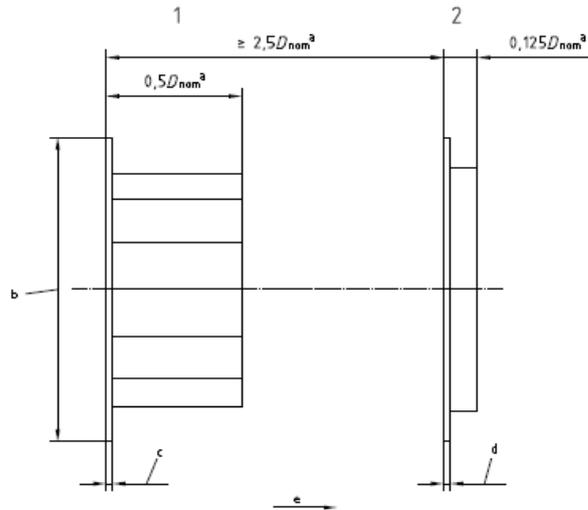


Figure 26 : Dispositions caractéristiques d'un conditionneur d'écoulement Gallagher.

### Légende

- 1 dispositif antitourbillon
- 2 appareil profilé

<sup>a</sup>  $D_{nom}$  est le diamètre nominal de la conduite.

<sup>b</sup> Longueur égale au diamètre de la face surélevée.

<sup>c</sup> 3,2 mm pour  $D_{nom} = 50$  mm à 75 mm (modèle à tubes)  
 6,4 mm pour  $D_{nom} = 100$  mm à 450 mm (modèle à tubes)  
 12,7 mm pour  $D_{nom} = 500$  mm à 600 mm (modèle à tubes)  
 12,7 mm pour  $D_{nom} = 50$  mm à 300 mm (modèle à aubes)  
 17,1 mm pour  $D_{nom} = 350$  mm à 600 mm (modèle à aubes).

<sup>d</sup> 3,2 mm pour  $D_{nom} = 50$  mm à 75 mm  
 6,4 mm pour  $D_{nom} = 100$  mm à 450 mm  
 12,7 mm pour  $D_{nom} = 500$  mm à 600 mm.

<sup>e</sup> Sens de l'écoulement.

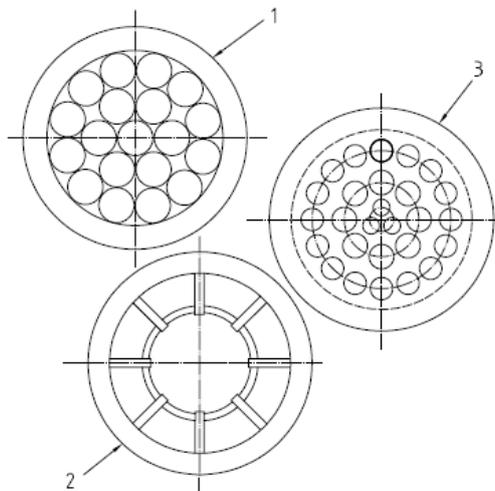


Figure 27 : Vue de face.

## CHAPITRE IV : L'ISO 5167 pour le dimensionnement d'un compteur à diaphragme

### Légende

- 1 dispositif antitourbillon (modèle à tubes): faisceau concentrique uniforme à 10 tubes (éventuellement monté sur broches)
- 2 dispositif antitourbillon (modèle à aubes): 8 aubes de longueur  $0,125D$  à  $0,25D$ , concentriques par rapport à la conduite (le dispositif peut être placé à l'entrée du passage de mesure)
- 3 appareil profilé: modèle 3-8-16 (voir la Note ci-dessous)

### IV.6.4.2. La perte de pression

Le coefficient de perte de pression,  $K$ , pour le conditionneur d'écoulement Gallagher est approximativement égal à 2,  $K$  étant calculé à l'aide de l'équation suivante :

$$K = \frac{\Delta P_c}{\frac{1}{2} \rho V^2}$$

Où :

$\Delta P_c$  : Est la perte de pression à travers le conditionneur d'écoulement Gallagher ;

$\rho$  : Est la masse volumique du fluide dans la conduite ;

$V$ : est la vitesse axiale moyenne du fluide dans la conduite.

### IV.6.4.3. Installation en aval de tout accessoire

Le conditionneur d'écoulement Gallagher peut être utilisé en aval de tout accessoire, dans la mesure où il remplit la spécification de fabrication.  $L_f$ , la distance entre le diaphragme et l'accessoire en amont le plus proche, est au moins égale à :  $17D$ .

Le conditionneur d'écoulement Gallagher est installé de telle façon que  $L_s$ , la distance entre la face aval du conditionneur d'écoulement et le diaphragme, soit égale à :

$$5D \leq L_s \leq L_f - 8D.$$

À cet emplacement, le conditionneur d'écoulement Gallagher peut être utilisé pour  $\beta \leq 0,67$ .

Si  $0,67 < \beta < 0,75$ , l'emplacement du conditionneur d'écoulement Gallagher est plus restreint et  $L_s$  est égal à :  $7D \pm D$ .

## IV.7. Exigence générale relative à l'écoulement au voisinage de l'élément primaire

### IV.7.1. Conditions exemptes de giration

On peut considérer que l'écoulement est exempt de giration si l'angle de giration est inférieur à  $2^\circ$  en tous points sur l'ensemble de la section de la conduite.

### IV.7.2. Conditions d'écoulement acceptables

On peut considérer qu'un profil des vitesses satisfaisant existe si, en chaque point de la section de la conduite, le rapport de la vitesse axiale locale à la vitesse axiale maximale dans la section ne s'écarte pas de plus de 5 % de celui que l'on obtiendrait dans un écoulement exempt de giration dans la

même position radiale au niveau d'une section située à l'extrémité d'une très grande longueur droite (plus de 100D) de conduite semblable (écoulement pleinement établi).

## **IV.8. Conditions générales pour le mesurage**

### **IV.8.1. Nature du fluide**

Le fluide peut être soit compressible, soit considéré comme incompressible. Il doit être homogène physiquement et thermiquement et monophasique.

### **IV.8.2. Conditions de l'écoulement**

L'ISO 5167 ne traite pas du mesurage des écoulements pulsatoires. Le débit doit être constant ou, dans la pratique, il ne doit varier que légèrement et lentement à long terme. De plus l'écoulement doit rester subsonique dans tout le tronçon de mesurage. L'écoulement est considéré comme non pulsatoire lorsque :

$$\frac{\Delta P'_{rms}}{\overline{\Delta P}} \leq 0,1$$

Où :

$\overline{\Delta P}$  : Est la valeur moyenne dans le temps de la pression différentielle ;

$\Delta P'$  : Est la composante fluctuante de la pression différentielle ;

$\Delta P'_{ms}$  : Est la moyenne quadratique de  $\Delta P'$ .

**CHAPITRE V : DETRMINATION DE LA  
MASSE VOLUMIQUE PAR LES DEUX  
NORMES AGA-8 et AGA NX-19**

## V.1. Introduction

Le débit traversant la plaque à orifice est donné par la relation suivante :

$$Q_m = \frac{\varepsilon C}{\sqrt{(1 - \beta^4)}} \pi \frac{d^2}{4} \sqrt{2\rho\Delta P}$$

Afin de pouvoir dimensionner la plaque à orifice, et pouvoir déterminer le débit de gaz la traversant pendant l'exploitation, il est nécessaire de connaître la masse volumique du gaz  $\rho$  présente dans la formule ci-dessus.

Pour calculer cette masse volumique, il est primordial de passer d'abord par le calcul du facteur de compressibilité Z de ce gaz naturel.

La détermination du facteur de compressibilité et de la masse volumique ne se fait pas aux conditions d'exploitation courantes, mais à la pression minimale et à la température maximale afin de considérer le cas le plus défavorable possible lors du dimensionnement du système de comptage. En effet, si ces considérations sur la pression et la température ne sont pas prises en compte, s'il y a des éventuelles augmentations de température et/ou baisse de pression lors de l'exploitation, le débit volumique de passage va baisser par rapport au débit prévu lors du dimensionnement, le diaphragme ne sera plus en mesure de le déterminer avec précision la quantité de transit car cette diminution du débit de transit entrainera des erreurs de mesure au niveau des capteurs.

Il existe plusieurs méthodes utilisées pour la détermination du facteur de compressibilité, parmi lesquelles on peut citer :

- La norme AGA NX-19 ;
- La norme AGA 8.

## V.2. La norme AGA NX-19

La norme AGA NX-19 est une norme américaine universelle utilisée pour la détermination du facteur de compressibilité en se basant sur la masse molaire moyenne du gaz, le pourcentage molaire du gaz carbonique CO<sub>2</sub> et le pourcentage molaire de l'Azote N<sub>2</sub> compris dans le gaz naturel, ainsi que la température et la pression d'exploitation. Dans la méthode AGA NX-19, le facteur de compressibilité Z est donné par la formule suivante :

$$Z = \frac{1}{F_{pv}^2}$$

Où :

$F_{pv}$  : est le facteur de surcompressibilité.

Il est nécessaire de passer par un certain nombre d'étapes servant à déterminer tous les paramètres régissant directement ou indirectement dans la formule du facteur de surcompressibilité, puis de le calculer.

### V.2.1. Etapes de calcul

#### V.2.1.1. Détermination de la masse molaire moyenne

Elle est calculée à partir de la composition chimique du gaz naturel.

$$M_a = \sum_{i=1}^n Y_i M_i$$

Où :

$M_a$  : Masse molaire moyenne du gaz [g/mol] ;

$Y_i$  : Fraction molaire du composant « i » [%mol] ;

$M_i$  : Masse molaire du composant « i » [g/mol].

#### V.2.1.2. Détermination de la densité relative du gaz

La densité relative du gaz se calcule selon la formule :

$$G_r = \frac{M_a}{M_{air}}$$

Où :

$M_{air}$  : Masse molaire de l'air [g/mol] ;

$M_{air} = 28,9625$  [g/mol].

#### V.2.1.3. Détermination des différents paramètres et coefficients empiriques

Les paramètres qui suivront sont des paramètres empiriques ; La plupart n'ont pas de signification physique, mais ils serviront au calcul du facteur de compressibilité Z.

- La pression ajustée «  $P_{adj}$  » :

$$P_{adj} = \frac{157,47 \cdot P_{f1}}{160,8 - 7,22 \cdot G_r + (M_c - 0,392 \cdot M_n)}$$

Où :

$M_c$  : Pourcentage molaire de  $CO_2$  ;

$M_n$  : Pourcentage molaire de  $N_2$  ;

$P_{f1}$  : Pression statique minimale du gaz dans les conditions d'exploitation en [PSIG] ;

$P_{adj}$  : Pression ajustée en [PSIG].

- La température ajustée «  $T_{adj}$  » :

$$T_{adj} = \frac{226,29 \cdot T_f}{99,15 + 211,9 \cdot G_r + (M_c - 1,681 \cdot M_n)} - 460$$

Où :

$M_c$  : Pourcentage molaire de  $CO_2$  ;

$M_n$  : Pourcentage molaire de  $N_2$  ;

$T_f$  : Température maximale du gaz dans les conditions d'exploitation en [°Rankine] ;

$T_{adj}$  : Pression ajustée en [°F].

- Le paramètre  $\pi$  lié à la pression :

$$\pi = \frac{P_{adj} + 14,7}{1000}$$

- Le paramètre  $\tau$  lié à la température :

$$\tau = \frac{T_{adj} + 460}{500}$$

- Les paramètres  $m$  et  $n$  :

$$m = 0,0330378 \cdot \tau^{-2} - 0,0221323 \cdot \tau^{-3} + 0,0161353 \cdot \tau^{-5}$$

$$n = \frac{(0,265827 \cdot \tau^{-2} + 0,0457697 \cdot \tau^{-4} - 0,133185 \cdot \tau^{-1})}{m}$$

- Le paramètre  $B$  :

$$B = \frac{3 - mn^2}{9m\pi}$$

- Les paramètres : U, A, A<sub>1</sub>, A<sub>2</sub>, A<sub>3</sub> et Y

$$U = (\tau - 1,32)^2(\pi - 2)(3 - 1,483(\pi - 2) - 0,1(\pi - 2)^2 + 0,0833(\pi - 2)^3) ;$$

$$A = 1,7172 - 2,33123.\tau - 1,56796.\tau^2 + 3,47644.\tau^3 - 1,28603.\tau^4 ;$$

$$A_1 = 0,016299 - 0,028094.\tau + 0,48782.\tau^2 - 0,728221.\tau^3 + 0,27839.\tau^4 ;$$

$$A_2 = -0,35978 + 0,51419.\tau + 0,16453.\tau^2 - 0,52216.\tau^3 + 0,19687.\tau^4 ;$$

$$A_3 = 0,075255 - 0,10573.\tau - 0,058598.\tau^2 + 0,14416.\tau^3 - 0,054533.\tau^4 ;$$

$$Y = A(\pi - 2) + A_1(\pi - 2)^2 + A_2(\pi - 3)^3 + A_3(\pi - 2)^4.$$

- Le paramètre E :

Il est calculé suivant la variation des plages de  $\pi$ ,  $\tau$ , P et T

1. Si :

- $0 < \pi < 2$  ;
- $0 < P < 2000 \text{ Psia}$  ;
- $1,09 < \tau < 1,4$  ;
- $85 < T < 240 \text{ }^\circ\text{F}$ .

Alors :

$$E = E_1 = 1 - 0,00075\pi^{2,3}e^{(-20(\tau-1,09))} - 0,0011(\tau - 1,09)^{0,5}\pi^2(2,17 + 1,4(\tau - 1,09)^{0,5} - \pi)^2$$

2. Si :

- $0 < \pi < 1,3$  ;
- $0 < P < 1300 \text{ Psia}$  ;
- $0,84 < \tau < 1,09$  ;
- $-40 < T < 85 \text{ }^\circ\text{F}$ .

Alors :

$$E = E_2 = 1 - 0,00075\pi^{2,3}(2 - e^{(20(\tau-1,09))}) - 1,317(1,09 - \tau)^4\pi(1,69 - \pi^2)$$

3. Si :

- $1,3 < \pi < 2$  ;
- $1300 < P < 2000 \text{ Psia}$  ;
- $0,88 < \tau < 1,09$  ;
- $-20 < T < 85 \text{ }^\circ\text{F}$ .

Alors :

$$E = E_3 = 1 - 0,00075\pi^{2,3}(2 - e^{(20(\tau-1,09))}) + 0,455(200(1,09 - \tau)^6 - 0,03249(1,09 - \tau) + 2,0167(1,09 - \tau)^2 - 18,028(1,09 - \tau)^3 + 42,844(1,09 - \tau)^4)(\pi - 1,3)(1,69.2^{1,25} - \pi^2)$$

4. Si :

- $1,3 < \pi < 2$  ;
- $1300 < P < 2000 \text{ Psia}$  ;
- $0,84 < \tau < 0,88$  ;
- $-40 < T < -20 \text{ }^\circ\text{F}$ .

Alors :

$$E = E_4 = 1 - 0,00075\pi^{2,3}(2 - e^{(20(\tau-1,09))}) + 0,455(200(1,09 - \tau)^6 - 0,03249(1,09 - \tau) + 2,0167(1,09 - \tau)^2 - 18,028(1,09 - \tau)^3 + 42,844(1,09 - \tau)^4)(\pi - 1,3)(1,69.2^{1,25+80(0,88-\tau)^2} - \pi^2)$$

5. Si :

- $2 < \pi < 5$  ;
- $2000 < P < 5000 \text{ Psia}$  ;
- $0,84 < \tau < 0,88$  ;
- $-40 < T < -20 \text{ }^\circ\text{F}$ .

Alors :

$$E = E_{5a} = E_4 - Y$$

6. Si :

- $2 < \pi < 5$  ;
- $2000 < P < 5000 \text{ Psia}$  ;
- $0,88 < \tau < 1,09$  ;
- $-20 < T < 85 \text{ }^\circ\text{F}$ .

Alors :

$$E = E_{5b} = E_3 - Y$$

7. Si :

- $2 < \pi < 5$  ;
- $2000 < P < 5000 \text{ Psia}$  ;
- $1,09 < \tau < 1,32$  ;
- $85 < T < 200 \text{ }^\circ\text{F}$ .

Alors :

$$E = E_{5c} = E_1 - Y$$

8. Si :

- $2 < \pi < 5$  ;
- $2000 < P < 5000 \text{ Psia}$  ;
- $1,32 < \tau < 1,40$  ;
- $200 < T < 240 \text{ }^\circ\text{F}$ .

Alors :

$$E = E_6 = E_{5c} - U$$

- Les paramètres b et D :

$$b = \frac{9n - 2mn^3}{54m\pi^3} - \frac{E}{2m\pi^2}$$

$$D = (b + \sqrt{b^2 + B^3})^{1/3}$$

#### V.2.1.4. Calcul du facteur de surcompressibilité $Z_{pv}$

Une fois que tous les paramètres cités ci-dessus ont été calculés, le calcul du facteur de surcompressibilité est désormais possible car tous les paramètres régissant dans sa formule ont été déterminés.

$$F_{pv} = \frac{\sqrt{\frac{B}{D} - D + \frac{n}{3\pi}}}{1 + \frac{0,00132}{\tau^{3,25}}}$$

#### V.2.1.5. Calcul du facteur de compressibilité Z

Le facteur de compressibilité Z est calculé à partir du facteur de surcompressibilité par l'équation suivante :

$$Z = \frac{1}{F_{pv}^2}$$

#### V.2.1.6. Détermination de la masse volumique du gaz

A présent, Après avoir déterminé le facteur de compressibilité, la détermination de la masse volumique  $\rho$  devient possible :

$$\rho = \frac{PM_a}{ZRT}$$

Où :

P : Pression minimale aux conditions d'exploitation en [Pa] ;

T : Température maximale aux conditions d'exploitation en [K] ;

$M_a$  : Masse molaire moyenne du gaz en [Kg/mol] ;

Z : Facteur de compressibilité du gaz déterminé précédemment ;

R : Constante des gaz (  $R = 8,314 \frac{J}{mol.K}$  ).

### V.2.2. Détails du calcul

Les tableaux suivants donnent les résultats détaillés des formules utilisées sur l'AGA NX-19., ainsi que les données à introduire, ainsi que les calculs et conversions à effectuer :

- Composition du gaz pour le calcul de la masse molaire moyenne du gaz :

composition gaz	fraction molaire $Y_i$ (%)	Masse molaire $M_i$
C <sub>1</sub>	85	16,043
C <sub>2</sub>	9,2	30,07
C <sub>3</sub>	1,67	44,097
I-C <sub>4</sub>	0,6	58,123
N-C <sub>4</sub>	0,45	58,123
I-C <sub>5</sub>	0,01	72,15
N-C <sub>5</sub>	0,01	72,15
C <sub>6+</sub>	0,0664	86,177
CO <sub>2</sub>	2	44,01
N <sub>2</sub>	1,05	28,0134
He	0	4,0026
		Masse molaire moyenne $M_a$ [g/mol]
		18,99569363

- Calcul de la densité relative :

Masse molaire air $M_{air}$ [g/mol]	28,9625
Densité relative gaz $G_r$	0,655872029

- Conditions d'exploitation et conversions effectuées :

Pression minimal [bar]	70
Température max [°C]	60
conversion (P et T) :	
Pression [PSIG]	1000,58
Température [°R]	600
Pression [PSIA]	1015,28
Température [°F]	140

- Calcul des paramètres utilisés pour la détermination du facteur de surcompressibilité :

Pression ajustée $P_{adj}$	1003,077032
Température ajustée	110,1636471
$\pi$	1,017777032
$\tau$	1,140327294
m	0,018849261
n	6,085154771
B	13,33279669

U	-0,13575077
A	0,000331086
A <sub>1</sub>	0,009506443
A <sub>2</sub>	-0,00087104
A <sub>3</sub>	4,401E-05
Y	0,009712621

- Calcul du paramètre E :

Le choix du paramètre à utiliser s'est porté sur E<sub>1</sub> car la pression et la température d'exploitation, ainsi que les coefficients  $\tau$  et  $\pi$  sont compris dans la plage d'utilisation de E<sub>1</sub>.

		Choix du E selon P, T, $\tau$ et $\pi$
E <sub>1</sub>	0,999164958	Accepté
E <sub>2</sub>	1,000569311	Refusé
E <sub>3</sub>	0,997004405	Refusé
E <sub>4</sub>	0,795642143	Refusé
E <sub>5a</sub>	0,785929522	Refusé
E <sub>5b</sub>	0,987291783	Refusé
E <sub>5c</sub>	0,989452337	Refusé
E <sub>6</sub>	1,125203106	Refusé

- Calcul des paramètres b et D :

b	17,53292407
D	4,107054465

- Calcul du facteur de surcompressibilité :

F <sub>pv</sub>	1,063141317
-----------------	-------------

### V.2.3. Déduction du facteur de compressibilité ainsi que de la masse volumique selon AGA NX-19

Z	0,88474478
$\rho$ [Kg/m <sup>3</sup> ]	54,2606949

### V.3. La norme AGA 8

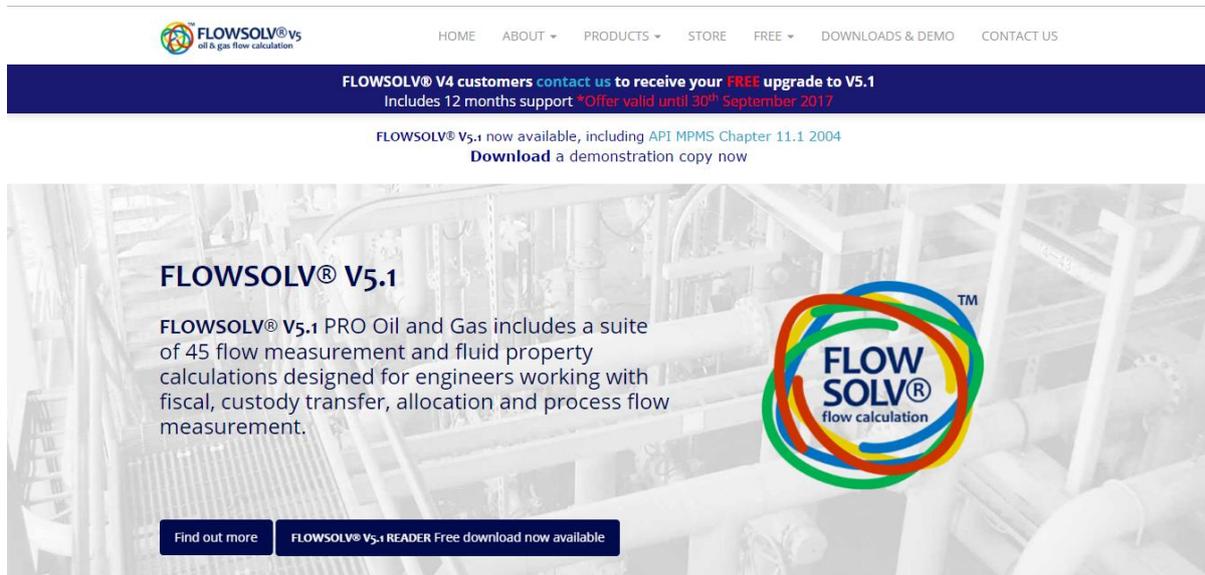
La norme AGA 8 est une méthode de calcul du facteur de compressibilité se basant sur la composition chimique du gaz ainsi que sur la pression et température d'exploitation. Elle dérive de la méthode AGA NX-19 avec un calcul amélioré à l'aide d'outils informatiques, ce qui fait d'elle une norme plus précise, exacte et rigoureuse. Parmi les logiciels utilisés pour la détermination du facteur

de compressibilité par la norme AGA 8, on peut citer FLOWSOLV™. Une version d'essai gratuite de l'application FLOWSOLV se trouve sur le site internet suivant : <http://www.flowsolv.com/> .

### V.3.1. Etapes à suivre pour la détermination du facteur de compressibilité par l'AGA 8 sur le logiciel FLOWSOLV

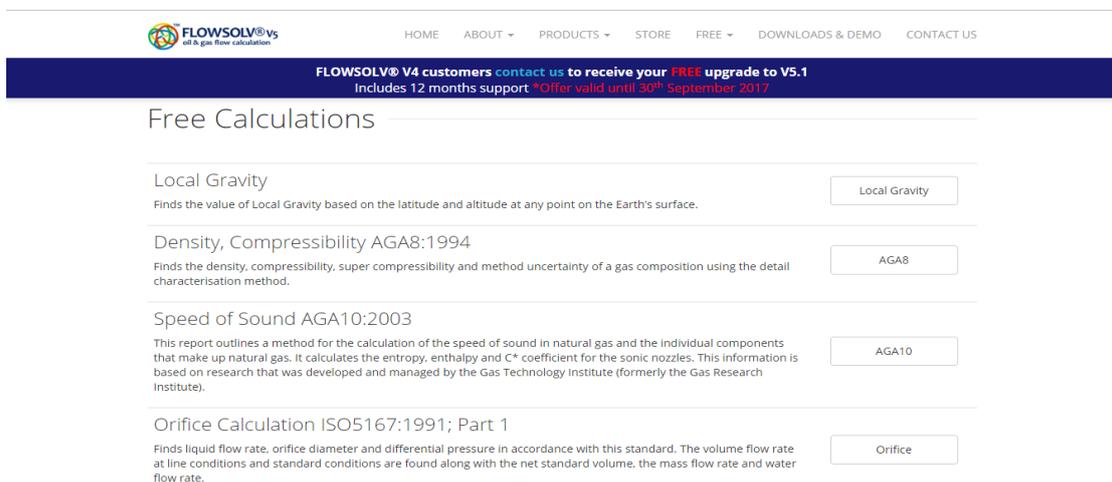
- Aller sur le site : <http://www.flowsolv.com/> .

La page d'accueil de l'application s'affichera :



- Choisir la rubrique FREE :

La page suivante apparaîtra :



- Choisir l'icône AGA 8 :

Temperature 37.0 °C  
Pressure 27.5 bar a

Default Values Calculate Reset

INPUT

Gas Component	Formula	Gas Composition (% Mole)
Methane	C1 CH4	96.5552
Nitrogen	N2 N2	0.2595
Carbon Dioxide	CO2 CO2	0.5956
Ethane	C2 C2H6	1.8186
Propane	C3 C3H8	0.4596
Water	H2O H2O	0.0

- Introduire la composition du gaz ainsi que la pression minimale et la température maximale d'exploitation pour le calcul de Z ;

Température 60 °C  
Pression 70 Bar a

Les valeurs par défaut Calculer Reset

CONTRIBUTION

Composante gazeuse	Formule	Composition du gaz (% Mole)
Méthane	C1 CH4	95
Azote	N2 N2	1.05
Gaz carbonique	CO2 CO2	2
Éthane	C2 C2H6	9.2
Propane	C3 C3H8	1.67
Eau	H2O H2O	0.0

- Cliquer sur calculer pour afficher les résultats.

Flowsolv V4 customers contact us to receive your FREE upgrade to V5.1  
Includes 12 months support \*Offer valid until 30<sup>th</sup> September 2017

### Density, Compressibility AGA8:1994

Outputs

Return to Input

**RESULTS**

Density: 53.42 kg/m<sup>3</sup>  
Compressibility: 0.8981 v/v  
Composition Mol Weight: 18.985 kg/kmol

Temperature: 60°C  
Pressure: 70

**GAS COMPOSITION**

Gas Composition (% Mole)	Gas Component	Formula	
84.95206	Methane	CH <sub>4</sub>	C1
1.04941	Nitrogen	N <sub>2</sub>	N2
1.99887	Carbon Dioxide	CO <sub>2</sub>	CO2

### V.3.2. Déduction du facteur de compressibilité ainsi que de la masse volumique selon AGA 8

Les résultats de calcul qu'on a obtenu en insérant nos données sont les suivants :

Facteur de compressibilité Z	<b>0,8981</b>
Masse volumique du gaz ρ [kg/m <sup>3</sup> ]	<b>53,42</b>

## V.4. Comparaison entre les deux normes AGA NX-19 et AGA 8

### V.4.1. Comparaison en terme de quantification du débit lors du comptage

A présent, après avoir déterminé la masse volumique du gaz aux conditions d'exploitation : pression minimale et température maximale, il est désormais possible de dimensionner le système de comptage, mais aussi de connaître avec précision le débit de gaz traversant le diaphragme lors de son insertion dans la conduite pendant l'exploitation. Le débit massique aux conditions d'exploitation est donné par la formule suivante :

$$Q_m = \frac{\varepsilon C}{\sqrt{(1 - \beta^4)}} \pi \frac{d^2}{4} \sqrt{2\rho\Delta P}$$

Le débit volumique aux conditions standard est donné par la formule suivante :

$$Q_v = \frac{Q_m}{\rho_{standard}}$$

L'étude consiste à comparer entre le débit de gaz traversant une rampe de comptage dont la masse volumique est calculée suivant la norme AGA 8 et celui dont la masse volumique est calculée

suivant la norme AGA NX-19, aux mêmes conditions d'exploitation, tout en variant la pression différentielle  $\Delta P$  pour voir l'impact qu'elle aura sur la variation du débit de transit.

#### V.4.2. Résultats de calcul

- Données à introduire :

	AGA NX-19	AGA8
Z	0,88474478	0,8981
$\rho$ [Kg/m <sup>3</sup> ]	54,2606949	53,42

Les données concernant la géométrie de la rampe (d, D,  $\beta$ ), ainsi que le coefficient de décharge C et le coefficient de détente  $\varepsilon$ , ont été déterminées lors du dimensionnement de la rampe par calcul itératif dans le chapitre qui suivra. On utilisera leurs valeurs pour la détermination du débit de transit pendant l'exploitation :

Données d'entrées					
$\varepsilon$	C	d [m]	$\beta$	N rampe	$\rho_{standard}$ [ $\frac{Kg}{m^3}$ ]
0,99743359	0,59552776	0,31785714	0,72545287	4	0,82333241

- Détermination des débits volumiques standard de transit à partir des débits massiques aux conditions d'exploitation donnés par les deux normes AGA8 et AGA NX-19, avec variation de la pression différentielle  $\Delta P$ .

$\Delta P$ [mbar]	$Q_v$ (NX-19) [Sm <sup>3</sup> /h]	$Q_v$ (AGA8) [Sm <sup>3</sup> /h]
200	351982,7076	349245,319
250	393528,6306	390468,1371
300	431089,016	427736,4133
350	465629,3551	462008,1303
400	497778,7188	493907,4668
450	527974,0614	523867,9785
500	556533,5265	552205,3351
550	583697,2869	579157,8415
600	609651,933	604910,6368
650	634545,8502	629610,9527
700	658499,349	653378,1639
750	681611,5823	676310,6522
800	703965,4152	698490,638
850	725630,9409	719987,6698
900	746668,0782	740861,2001
950	767128,5262	761162,5261
1000	787057,2611	780936,2742

La courbe suivante représente le débit volumique traversant une rampe de comptage donné par les deux normes AGA NX-19 et AGA 8 en variant la pression différentielle  $\Delta P$  :

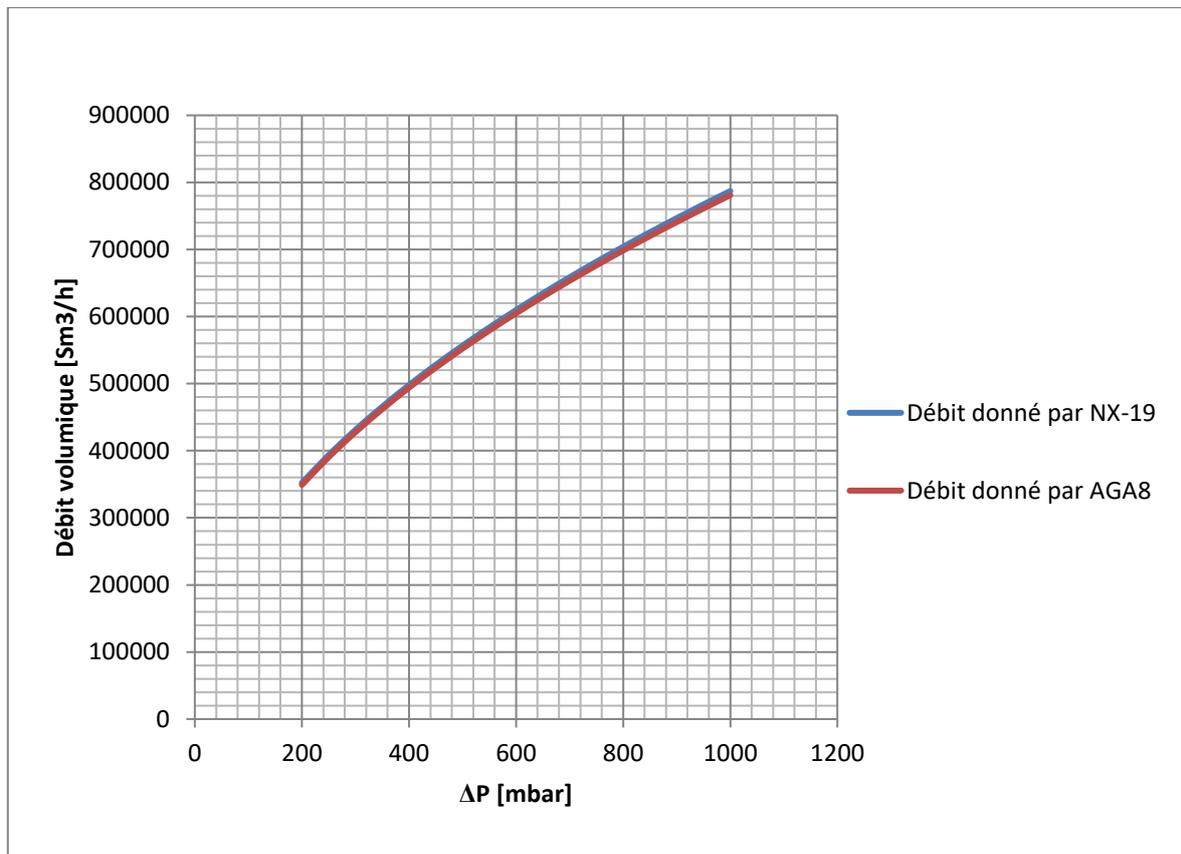


Figure 28: Débit donné par AGA8 et AGA NX-19.

### V.4.3. Analyse des résultats en terme de quantité

Il y a une différence de débit importante entre les deux normes. L'écart croît avec l'augmentation de la pression différentielle  $\Delta P$ . Le débit donné par la norme AGA NX-19 est supérieur à celui donné par la norme AGA 8, c'est pour cela qu'il est important de définir la bonne norme à utiliser pour la détermination du facteur de compressibilité  $Z$ , car une toute petite variation de celui-ci entraînera une variation de la masse volumique qui, à son tour aura un impact crucial sur la détermination du débit. En effet, une légère fluctuation de la masse volumique engendrera une modification importante sur le débit de transit. D'où l'importance de la précision requise sur la détermination de ces deux facteurs capitaux dans ce genre d'étude.

Quand la pression différentielle  $\Delta P$  augmente, le débit de transit augmente, donc le nombre de rampes à installer va diminuer, d'où la diminution du coût de l'investissement, mais en parallèle, la perte de charge au niveau du diaphragme s'accroîtra, donc les dépenses en énergie vont s'amplifier, si le banc de comptage se trouve à la sortie d'une station de compression, la pression de refoulement de devra s'élever, s'il se trouve à l'entrée, le taux de compression s'accroîtra, étant donné que la pression d'aspiration va chuter, par ailleurs, l'augmentation de la pression différentielle causera un effet de déflexion plus grand sur la plaque, pour faire face à ce problème, il faudra augmenter

l'épaisseur de celle-ci. ). Donc il faudra trouver la fonction optimale qui minimise les coûts de conception et les coûts d'exploitation lors du dimensionnement du système, la résolution de cette problématique fera l'objet de la partie optimisation à venir.

#### **V.4.4. Comparaison en terme de perte économique**

Le principe est de calculer la différence entre le débit traversant une seule rampe donnée par les deux normes et de traduire cet écart en coût annuel qu'il faudra dépenser pour transporter cet excès de débit, tout en variant la pression différentielle  $\Delta P$ . Notons d'abord que cet écart de débit qui est en terme de volume sera interprété en terme d'énergie car dans les contrats internationaux le gaz est commercialisé comme une énergie livrée dont l'unité de facturation est le Mégajoule ou le MBTU. Tout en sachant que 27 m<sup>3</sup> de ce gaz naturel équivaut en terme d'énergie à 1 MBTU et que le coût pour transporter 1 MBTU est de 5\$.

#### **V.4.5. Calcul des résultats**

Ce tableau donne l'écart annuel entre les débits induits par l'utilisation de deux normes différentes AGA 8 et AGA NX-19, avec variation de la pression différentielle  $\Delta P$  :

$\Delta P$ [mbar]	$Q_v$ (NX-19) [Sm <sup>3</sup> /AN]	$Q_v$ (AGA8) [Sm <sup>3</sup> /AN]	Ecart $Q_v$ [Sm <sup>3</sup> /AN]
200	3041130594	3017479556	23651037,34
250	3400087368	3373644704	26442663,62
300	3724609098	3695642611	28966486,69
350	4023037628	3991750246	31287381,53
400	4300808131	4267360513	33447617,78
450	4561695891	4526219335	35476556,02
500	4808449669	4771054096	37395573,52
550	5043144559	5003923750	39220808,39
600	5267392701	5226427902	40964798,33
650	5482476145	5439838632	42637513,93
700	5689434375	5645187336	44247039,29
750	5889124071	5843324035	45800036,88
800	6082261187	6034959113	47302074,69
850	6269451330	6220693467	48757862,56
900	6451212196	6401040769	50171426,67
950	6627990466	6576444225	51546240,85
1000	6800174736	6747289409	52885327,24

## CHAPITRE V : Détermination de la masse volumique par les deux normes AGA 8 et AGA NX-19

Celui-là convertit de l'écart entre les deux débits en énergie, puis en coût qu'il faudra dépenser pour le véhiculer :

$\Delta P$ [mbar]	ENERGIE [MBTU/AN]	Cout annuel [M\$/rampe]	Cout total [M\$/an]
200	875964,3461	4,379821731	17,51928692
250	979357,9119	4,896789559	19,58715824
300	1072832,84	5,364164202	21,45665681
350	1158791,909	5,793959543	23,17583817
400	1238800,658	6,194003292	24,77601317
450	1313946,519	6,569732596	26,27893038
500	1385021,241	6,925106207	27,70042483
550	1452622,533	7,263112664	29,05245066
600	1517214,753	7,586073765	30,34429506
650	1579167,183	7,895835913	31,58334365
700	1638779,233	8,193896165	32,77558466
750	1696297,662	8,481488311	33,92595324
800	1751928,692	8,759643461	35,03857384
850	1805846,762	9,029233808	36,11693523
900	1858200,988	9,291004938	37,16401975
950	1909120,031	9,545600157	38,18240063
1000	1958715,824	9,793579119	39,17431648

La courbe suivante représente le coût annuel supplémentaire qu'il faudra dépenser en M\$ pour transporter l'écart du débit induit par l'utilisation des deux normes AGA NX-19 et AGA 8 avec variation de la pression différentielle  $\Delta P$  :

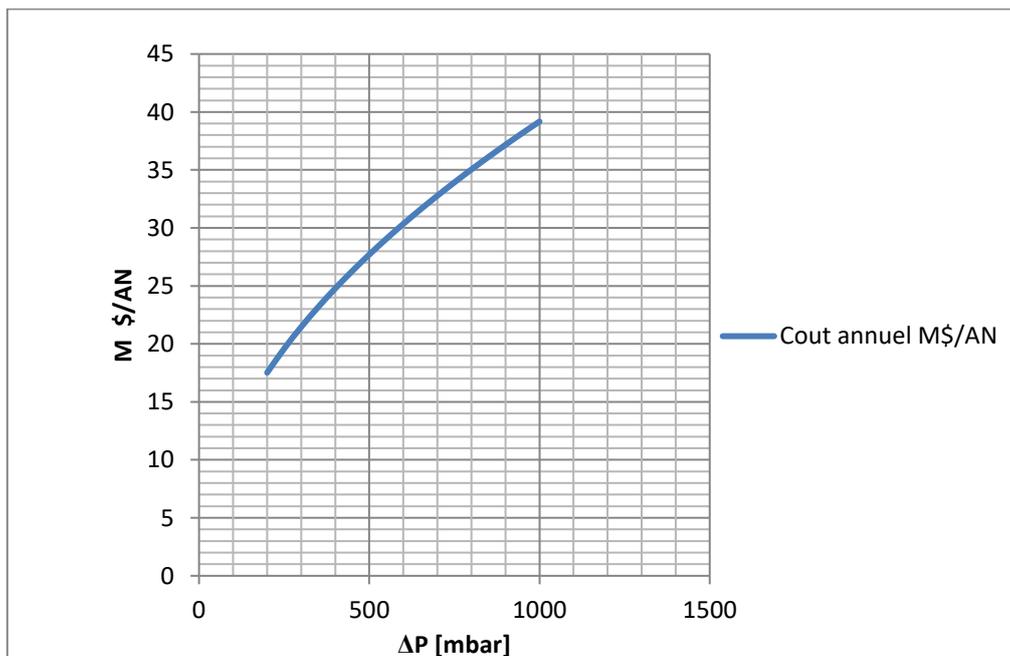


Figure 29 l'écart en M\$/an entre les deux normes.

#### **V.4.6. Analyse des résultats en terme de coût**

L'écart important entre les deux débits cause des pertes financières importantes allant jusqu'à des millions de dollars par an, et ces pertes sont plus importantes d'autant plus que la pression différentielle est élevée, c'est pour cela qu'il est important de faire le bon choix de la norme à utiliser pour éviter ces dépenses supplémentaires.

#### **V.5. Conclusion**

En conclusion, il est recommandé d'utiliser la norme AGA 8 car c'est une amélioration de la version AGA NX-19, elle est plus précise et son incertitude est réduite.

Dans la suite de notre étude, on prendra pour valeurs :

**Facteur de compressibilité du gaz : 0,8981 ;**

**Masse volumique du gaz  $\rho$  : 53,42 Kg/m<sup>3</sup>.**

**CHAPITRE VI : DIMENSIONNEMENT  
D'UNE RAMPE DE COMPTAGE A  
DIAPHRAGME**

## VI.1. Détermination de l'épaisseur de la rampe de comptage

### VI.1.1. Formule de BARLOW

D'après l'étude qu'on a faite dans les chapitres qui viendront, nous avons conclu que notre banc de comptage disposera de quatre rampes mises en fonctionnement, et une en redondance, les cinq rampes auront un diamètre extérieur de 18'', et comme le débit de transit est connu, ainsi que la pression en ce point, il faudra déterminer l'épaisseur minimale pour préserver les rampes d'un éventuel éclatement.

La formule qu'on va utiliser est celle de Barlow, dans laquelle sont intégrés plusieurs coefficients tenant compte du cas pratique, elle s'écrira sous la forme :

$$e = \frac{D_{ext}P}{2E\sigma_{el}FT}$$

e : épaisseur de la rampe ['] ;

P : pression du gaz [psi] ;

$D_{ext}$  : le diamètre externe de la rampe ['] ;

$\sigma_{el}$  : la limite d'élasticité du matériau [psi] ;

E : facteur de soudage, égal à 1 quand le matériau s'agit de l'API 5LX ;

F : facteur de conception qui dépend du tracé (zone, relief, ...) ;

T : facteur de réduction de la température, il est égal à 1 pour des températures en-dessous de 250°F.

#### Facteur de conception

facteur de conception F	
Zone	valeur de F
1	0,72
2	0,6
3	0,5
4	0,4

Tableau 7: Facteur de conception en fonction de la zone.

Comme notre banc de comptage se situe à la sortie d'une station de compression (pression de service 70 bars), on admettra qu'on est dans la zone 4, d'où notre facteur de conception sera égal à 0,4.

**Limite d'élasticité du matériau**

nuance et limite élastique de la rampe	
nuance d'acier	$\sigma$ [psi]
X42	42000
X46	46000
X52	52000
X56	56000
X60	60000
X65	65000
X70	70000
X80	80000
X90	90000

Tableau 8: Limite élastique de la rampe en fonction de la nuance d'acier utilisé.

**VI.1.2. Détermination de l'épaisseur pour le banc de comptage considéré**

Les données de notre problème sont :

données du problème	
Paramètres	valeurs
facteur de conception	0,4
facteur de soudage	1
Pression Maximale Service [psi]	1015
limite élastique minimale [psi]	70000
Facteur de réduction de température	1
Diamètre extérieur ["]	18
Pression maximale [bars]	70

En appliquant la formule de Barlow, on aura :

résultats sur e	
en ["]	0,32625
en [mm]	8,28675

Mais ce résultat ne peut pas être appliqué car cette épaisseur n'est pas normalisée, donc on va choisir une épaisseur normalisée supérieure à 0,32625'' du tableau suivant :

Matière API 5L X70	
Diamètre ["]	e normalisée ["]
24	0,375
	0,437
	0,5
	0,562

	0,625
	0,75

Tableau 7 : épaisseurs normalisées pour une rampe de 18".

Le résultat final sera :

Après normalisation	
e ["]	<b>0,375</b>
e [mm]	<b>9,525</b>
D int de la rampe [mm]	<b>438,15</b>

D'où la rampe sera d'un diamètre extérieur de 18'', d'une épaisseur de 0,375'' et d'un diamètre intérieur de 438,15mm.

Il y aura par la suite d'autres exigences de dimensionnement sur le diamètre intérieur, si on sera appelé à le changer, on changera donc l'épaisseur normalisée.

## VI.2. Dimensionnement d'une plaque à orifice

Le raisonnement qui suivra est issu de la norme ISO 5167. Le but de ce calcul est de déterminer le diamètre de l'orifice. Le calcul se basera sur l'équation générale :

$$q_m = C\varepsilon \frac{\pi}{4} d^2 \sqrt{\frac{2\Delta P\rho}{1-\beta^4}}$$

Les unités de ses paramètres seront en SI (européen), étant donné que cette norme est française, c'est-à-dire : [s], [m] et [Kg].

Les éléments de cette équation sont interdépendants :

- $C = f(d, D, \beta, Re)$  avec  $Re = f(q_m)$ ;
- $\varepsilon = f(\beta, \Delta P)$ ;
- $\beta = f(d, D)$ ;
- $q_m$  est en fonction de tous ces paramètres.

### VI.2.1. Etapes à suivre pour le dimensionnement d'une plaque à orifice

#### Première étape

On considérera le diamètre intérieur de la conduite qui est déjà calculé est normalisé (dans le calcul de l'épaisseur), et on posera une  $\Delta P$  parmi celles généralement utilisées (60, 120, 240 et 480 mbar), comme on peut en utiliser d'autres bien entendu.

On posera par la suite des valeurs supposées connues pour ces différents paramètres :

- Coefficient de détente  $\varepsilon=1$  ;
- Coefficient de décharge  $C=0,606$  ;
- Coefficient de vitesse d'approche  $E=1$ .

Sachant que l'équation générale équivaut à :

$$q_m = C\varepsilon \frac{\pi}{4} d^2 E \sqrt{2\Delta P\rho}$$

On peut tirer arithmétiquement la valeur de notre  $d$ , puis on déduira celle de  $\beta$ . Une fois qu'un dimensionnement a priori est obtenu, on vérifiera si ce dernier respecte les limitations posées par la norme ISO 5167:

- $d \geq 12,5mm$
- $50mm \leq D \leq 1000mm$
- $0,1 \leq \beta \leq 0,75$
- A la fois  $Re_d \geq 5000$  et  $Re_d \geq 170\beta^2 D$

Si oui on passera à l'étape suivante, sinon on changera l'épaisseur normalisée pour en tirer un nouveau diamètre intérieur (normalisé) de la rampe et refaire la première étape.

**Remarque :** Avec les données qu'on a à disposition, retrouver un résultat primaire satisfaisant les exigences de l'ISO 5167 était irréaliste, on avait toujours le rapport  $\beta$  qui sortait de l'intervalle indiqué. On était dans l'incapacité de changer  $D$  car l'épaisseur utilisée était la minimale, donc on a

validé le résultat primaire qu'on avait, même s'il était légèrement décalé, car après itération, le rapport  $\beta$  a retrouvé sa plage spécifiée. Si  $\beta$  ne s'était pas corrigé convenablement à la fin, on aurait envisagé de changer le diamètre extérieur ainsi que le nombre de rampes et tout refaire.

### Deuxième étape

Ayant maintenant une valeur primaire de  $d$  et de  $\beta$ , on pourra passer à un calcul itératif cherchant à les préciser ainsi que les autres coefficients qui en dépendent. On utilisera la même équation précédente, mais cette fois, on y apportera des changements :

L'équation (1) équivaut à :

$$\frac{q_m}{\sqrt{2\Delta P\rho}} = \frac{c\varepsilon \frac{\pi}{4} d^2}{\sqrt{1-\beta^4}}$$

En multipliant l'équation par  $\left(\frac{4\mu_1}{\pi D^2 \mu_1}\right)$  on aura :

$$\mu_1 \frac{Re_D}{D} \frac{1}{\sqrt{2\Delta P\rho}} = \frac{\beta^2}{\sqrt{1-\beta^4}} C\varepsilon$$

On posera :

$$A_1 = X_1 C\varepsilon$$

Avec :

$$A_1 = \mu_1 \frac{Re_D}{D} \frac{1}{\sqrt{2\Delta P\rho}}$$

Et

$$X_1 = \frac{\beta^2}{\sqrt{1-\beta^4}} = \frac{A_1}{C\varepsilon}$$

$A_1$  et  $X_1$  étant respectivement l'invariant et la variable de l'algorithme. L'invariant, comme son nom l'indique, restera constant le long du calcul,  $X_1$  sera retiré par l'équation précédente. D'après cette valeur de  $X_1$  on tirera  $d$  et  $\beta$  par les formules suivantes :

$$d = D \left( \frac{X_1^2}{1+X_1^2} \right)^{0,25} \quad \text{Et} \quad \beta = d/D$$

Ensuite on déduira E, C et  $\varepsilon$  (C et  $\varepsilon$  empiriquement) :

- $E = \frac{1}{\sqrt{1-\beta^4}}$  ;
- $C = 0,5961 + 0,02161\beta^2 - 0,216\beta^8 + 0,000521\left(\frac{10^6\beta}{Re_D}\right)^{0,7} + (0,0188 + 0,0063A)\beta^{3,5}\left(\frac{10^6}{Re_D}\right)^{0,3} + (0,043 + 0,08e^{-10L_1} - 0,123e^{-7L_1})(1 - 0,11A)\frac{\beta^4}{1-\beta^4} - 0,031(M'_2 - 0,8M'^{1,1}_2)\beta^{1,3}$  ;
- $\varepsilon = 1 - (0,351 + 0,256\beta^4 + 0,93\beta^8)\left(1 - \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{1/\kappa}\right)$ .

Où :

- $L_1 = l_1/D$  ;
- $L'_2 = l'_2/D$  ;
- $M'_2 = \frac{2L'_2}{1-\beta}$  ;
- $A = \left(\frac{19000\beta}{Re_D}\right)^{0,8}$  ;
- $L_1 = L'_2 = \frac{25,4}{D}$ .

A la fin de l'itération, on fera un test de convergence entre la variable et l'invariant, la formule du test prendra la forme suivante :  $\left|\frac{A_1 - X_1 C \varepsilon}{A_1}\right| < 1 \times 10^{-n}$  ; avec « n » est fixé par l'utilisateur.

Si la précision voulue est atteinte, les résultats de cette itération seront gardés comme résultats finaux, sinon ils serviront à calculer  $X_{i+1}$  et en tirer de nouvelles valeurs de d,  $\beta$ , E, C et  $\varepsilon$ .

Une fois l'opération d'itérations finie, on calculera  $\omega$  : la chute de pression après récupération, et on corrigera d et D, en tenant compte de la dilatation thermique, en se servant des équations ci-dessous :

$$D_{cor} = D(1 + \lambda_D(T - T_0))$$

$$d_{cor} = d(1 + \lambda_d(T - T_0))$$

### Remarque

Dans la norme, on a proposé un algorithme à convergence rapide, mais comme le calcul n'est pas manuel, on ne s'en est servi.

## VI.2.2. Dimensionnement de la rampe de comptage du gazoduc considéré

### Introduction des données

**Remarque :** Le débit volumique utilisé dans les calculs qui suivront a été majoré de 20% par rapport à celui prévu, pour prendre en considération les éventuelles augmentations de débit lors de l'exploitation, afin que la rampe puisse le prendre en charge et véhiculer cet excès sans problème.

données	
$Q_v$ [sm <sup>3</sup> /h]	548880
$Q_v$ [Sm <sup>3</sup> /s]	152,466667
$\rho$ [S kg/m <sup>3</sup> ]	0,82333241
$\rho$ [kg/m <sup>3</sup> ]	53,42
$Q_m$ rampe [kg/s]	125,530748
D ext ["]	18
t normalisée ["]	0,375
N	4
k (coef isentropique)	1,319
$\mu$ [Pa.s]	0,00001362
Pression min [bars]	70
T service [°C]	60
T0 [°C]	20
$\lambda_d$ [1/°C]	0,000017
$\lambda_D$ [1/°C]	0,0000126
$\Delta P$ [mbar]	480

### Obtention du dimensionnement primaire

résultats sur d, $\beta$ et Re	
d [mm]	341,271504
$\beta$	0,77889194
Re	26783067,3

### Itérations

Maintenant qu'on a un résultat brut sur les dimensions du diaphragme, on passera à la seconde étape, celle qui consiste à faire un calcul itératif afin de corriger ces résultats, pour qu'ils soient conformes à leur interdépendance. Pour cela, on intégrera un algorithme dans une macro d'Excel, on calculera en premier lieu les trois premières itérations manuellement, cette algorithme fera la tâche d'injecter les paramètres résultants de la dernière itération dans les antécédents de la même itération (écraser et remplacer) afin de minimiser l'erreur de calcul. La boucle de calcul se fera donc dans la troisième colonne du tableau suivant, tandis que les deux premières itérations resteront inchangées. On a fixé n=7 pour avoir un test de convergence inférieur à  $10^{-7}$ , afin de minimiser l'erreur sur la  $n$ ème itération.

Les résultats obtenus sont tabulés comme suit :

N° de l'itération		i=1	i=2	i=n
<b>Antécédents de l'itération i</b>	C	0,606	0,59617328	0,595527765
	$\varepsilon$	1	0,99746514	0,997433594
	d	0,3412715	0,31555451	0,31785716
	$\beta$	0,77889194	0,72019745	0,725452836
	E	1	1,16963743	1,176041393
<b>Comparaison</b>	A	0,36764363	0,36764363	0,36764363
	Xi	0,60667266	0,61823958	0,618929297
<b>résultats de l'itération i</b>	D [m]	0,31555451	0,31772904	0,317857178
	$\beta$	0,72019745	0,72516043	0,725452877
<b>paramètres de C et <math>\varepsilon</math></b>	L1 = L2'	0,05797101	0,05797101	0,057971014
	M2'	0,41437089	0,42185348	0,422302837
	A	0,00232635	0,00233917	0,002339925
<b>paramètres résultant de l'itération i</b>	C	0,59617328	0,59556482	0,59552776
	$\varepsilon$	0,99746514	0,99743538	0,997433593
	E	1,16963743	1,17567861	1,176041442
	$\Delta\omega$ [mbar]	222,724019	219,345024	219,1452611
<b>Précision</b>	<b>test</b>	<b>0,01870946</b>	<b>0,00105043</b>	<b>8,80751E-09</b>

Tableau 9: Résultat du dimensionnement après exécution de la macro.

### Résultat final

On admettra que l'erreur de la  $i$ ème itération est nulle, afin de conclure comme suit :

<b>RESULTATS FINAUX DE DIMENSIONNEMENT</b>						
d [mm]	D [mm]	$\beta$	C	$\varepsilon$	E	$\Delta\omega$ [mbar]
<b>317,857178</b>	<b>438,15</b>	<b>0,725452877</b>	<b>0,59552776</b>	<b>0,99743359</b>	<b>1,17604144</b>	<b>219,145261</b>

En considérant la dilatation thermique qui pourrait se produire lors de la mise en marche, on aura :

<b>APRES DILATATION THERMIQUE</b>		
d' [mm]	D' [mm]	$\beta'$
<b>317,641035</b>	<b>437,929172</b>	<b>0,72532513</b>

### VI.2.3. Conclusion

Pour le gazoduc considéré, on a donc un diamètre extérieur de la rampe de 18'', un diamètre intérieur de **438,15 mm**, un diaphragme dont le diamètre de l'orifice est égal **317,857178 mm** à et d'une pression différentielle de 480 mbar, mais d'une chute de pression de 219,145261 mbar après récupération.

### VI.3. Détermination des longueurs droites en amont et en aval du diaphragme

Afin d'avoir une précision dans le prélèvement des données aux extrémités du diaphragme, l'ISO 5167 a mis en place des exigences concernant les longueurs droites que doit parcourir le fluide afin de stabiliser son régime d'écoulement avant d'arriver à la plaque à orifice, et d'avoir les circonstances adéquates de lecture.

Rappelons des résultats de conception auxquels nous sommes arrivés :

Diamètre de l'orifice $d$ [m]	0,317857178
Diamètre intérieur de la rampe $D$ [m]	0,43815
Rapport des diamètres $\beta$	0,72545288

Si on envisage une structure sans conditionneur d'écoulement, on devra concevoir des rampes avec des longueurs droites en amont égales à 19,2786 m, pour pratiquement tous les accessoires probables à installer. ( $L=44D$ , selon l'ISO 5167-2, page 17). Une longueur d'à peu près 20 m sera assez encombrante, et nécessitera un entretien fréquent, on cherchera donc à la réduire en installant un conditionneur d'écoulement.

#### VI.3.1. Installation d'un conditionneur d'écoulement et détermination des longueurs droites minimales

Le redresseur le plus fréquent à installer est le redresseur d'écoulement à faisceau de 19 tubes (1998), mais les données dont on dispose ne couvrent pas ses exigences, son utilisation stipule : « Le redresseur d'écoulement à faisceau de 19 tubes (1998) peut être utilisé en aval de n'importe quel accessoire en amont (coude, té, ..), avec un diaphragme dont le rapport des diamètres est inférieur ou égal à 0,67 », mais notre rapport de diamètre est égal 0,72, donc l'utilisation de ce redresseur est inapproprié. Le Tube Zanker présente la même exigence, on s'intéressera alors au conditionneur d'écoulement Gallagher.

La distance entre le diaphragme et l'élément en amont le plus proche  $L_f$  sera au moins égale à  $17D$  c'est-à-dire 7,44855m, on admette que  $L_f=7,5m$ . Nous sommes passés de 20m à 7,5, ce qui est énormément considérable. La même norme énonce que lorsque  $0,67 < \beta < 0,75$ , la distance  $L_s$  entre le diaphragme et l'aval du conditionneur doit être égale à  $7D \pm D$  (ISO 5167-2 page 46), donc :  $L_s = (3,06705 \pm 0,43815) m$ .

La longueur droite en aval du diaphragme est de  $8D$ , c'est-à-dire 3,5052m.

Tableau récapitulatif des résultats obtenus pour les longueurs droites :

Longueurs droites en utilisant le conditionner Gallagher			
	$L_f$ [m]	$L_s$ [m]	$L_{av}$ [m]
$\beta=0,72$	<b>7,44855</b>	<b>3,06705 ± 0,43815</b>	<b>3,5052</b>

Le dispositif prendra la forme suivante :

5

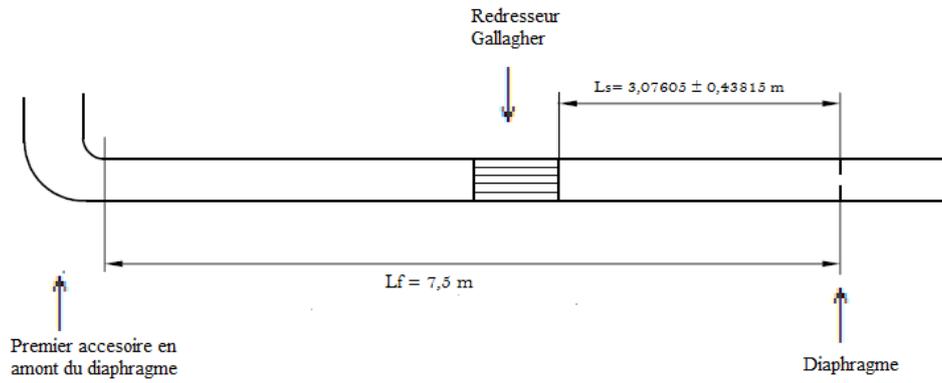


Figure 30: Longueur droite avec un conditionner d'écoulement Gallagher.

# **CHAPITRE VII : DEFLEXION DE LA PLAQUE A ORIFICE**

## VII.1. Définition de la déflexion

Au fur et à mesure que la pression différentielle à travers l'orifice augmente, la plaque est déformée élastiquement. Au-delà d'un certain point, cette déformation entraînera un changement des caractéristiques du compte, ce qui entraînera une incertitude de mesure accrue.

Un modèle simplement supporté d'un raccord d'orifice peut être utilisé pour définir la pression différentielle admissible maximale, basée sur une déformation élastique. Cette limite dépend de l'épaisseur ( $E$ ), du diamètre extérieur ( $D_{ext}$ ) et du rapport de diamètre ( $\beta$ ). Cette relation démontre que pour un rapport de diamètre donné, la pression différentielle admissible est fonction du rapport du diamètre extérieur à l'épaisseur de la plaque ( $D_{ext} / E$ ). La quantité maximale de déformation de la plaque due à une déformation élastique peut être approchée par la relation suivante :

$$y_L = 0,005(D - d)$$

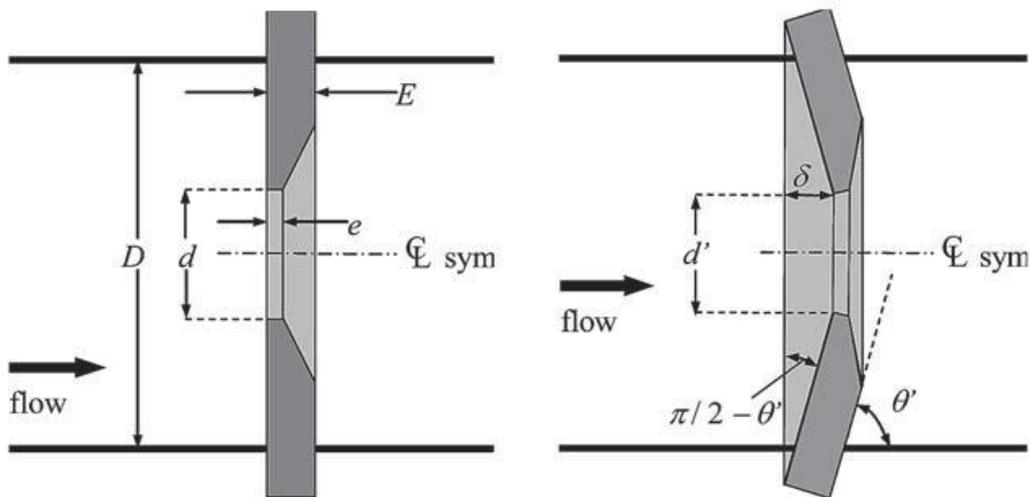


Figure 31 : Plaque à orifice avant et après deflexion.

La valeur de la déflexion, c'est-à-dire, l'espace créé entre le centre de l'orifice fléchi et sa position initiale, est calculée à partir de l'équation suivante, d'après la norme AGA-3 - Orifice Metering of NG & HC Fluids:

$$y = \frac{K_d \Delta P D_{ext}^4}{16 E^* E^3}$$

Avec :

$D$  : diamètre intérieur de la rampe ;

$d$  : diamètre de l'orifice ;

$\Delta P$  : pression différentielle créée par le diaphragme en [psi] ;

$D_{ext}$  : Diamètre extérieur de la rampe ;

$E$  : épaisseur de la plaque à orifice ;

$e$  : épaisseur de l'orifice ;

$K_d$  : Coefficient de déflexion :

Il dépend du rapport des diamètres  $\beta_{ext}$ , il est calculé par la corrélation suivante :

$$K_d = -2,9381\beta_{ext}^5 + 11,387\beta_{ext}^4 - 12,167\beta_{ext}^3 + 2,4404\beta_{ext}^2 + 0,5918\beta_{ext} + 0,6722$$

$E^*$  : Module d'élasticité en fonction de la température de service en [PSI] :

$$E^* = (28,86 - 0,005 \times Tf) \times 10^6 \text{ psi}$$

$T_f$  : température aux conditions de service en [°F].

## VII.2. Dimensionnement tenant compte de la déflexion

Le concepteur a pour rôle de prédire cette déflexion, et concevoir initialement une épaisseur de la plaque  $E$  qui l'éloignera de zone plastique, et la gardera en dessous de la contrainte élastique admissible. Une fois que la plaque à orifice a eu son intégral dimensionnement, on pourra déduire l'erreur maximale sur le débit la traversant.

**Remarque :** On se basera dans le calcul qui suivra sur la même norme (AGA- 3).

Quand il s'agit de conception, on empruntera le chemin inverse en faisant une identification entre les deux expressions, l'une celle de la déflexion limite, l'autre celle de la déflexion mais en utilisant l'épaisseur minimale, c'est-à-dire qu'on considèrera la déflexion limite également. On pourra déduire alors  $E_{min}$  qui nous éloignera de la zone plastique ; Après simplification, elle aura pour expression :

$$E_{min} = \sqrt[3]{\frac{K_d \Delta P D_{ext}^4}{0,08 E^* (D - d)}}$$

Après avoir minoré  $E$ , on choisit  $E$  et  $e$  (épaisseur de l'orifice) de telle manière à ce qu'elles respectent les recommandations imposées par l'ISO 5167, et qui stipulent :

- $e < E < 0,05D$  ;
- $0,005D < e < 0,02 D$  ;
- Lorsque :  $50 \text{ mm} \leq D \leq 64 \text{ mm}$ ,  $E$  peut atteindre 3,2 mm sans problème.

Pour  $e$ , comme il n'y a pas de limitations mis à part la plage imposée, on va choisir arbitrairement l'épaisseur qui correspond au centre de l'intervalle.

## VII.3. Détermination de l'erreur de mesure sur le débit massique selon la norme AGA 3

Quand on considère l'équation générale de déflexion, on remarque que cette dernière est inversement proportionnelle à l'épaisseur de la plaque, et plus la déflexion est importante, plus l'erreur sur la mesure du débit massique est massive. Ce qu'on propose, est de choisir la plus grande épaisseur normalisée admise par l'ISO 5167. Cette norme stipule que l'épaisseur de la plaque doit être strictement inférieure à  $0,05D$ , on propose alors une marge préventive et considérer une épaisseur maximale égale à  $0,04D$ , puis choisir la première épaisseur normalisée qui se situe en dessous.

On passe alors au calcul de l'incertitude de mesure sur le débit massique, pour le faire, on utilisera la norme américaine AGA-3 – Orifice Metering of NG & HC Fluids, elle propose l'expression suivante :

$$\frac{\delta q_m}{q_m} = \left[ \frac{1}{1 - C_c^2 \beta^4} \right] \left[ \frac{\delta C_c}{C_c} + 2 \frac{\delta d}{d} \right]$$

Avec :

$\frac{\delta q_m}{q_m}$  : Incertitude sur le débit massique mesuré due à la déflexion de la plaque à orifice ;

$C_c$  : Coefficient de contraction ;

$B$  : rapport entre le diamètre de l'orifice et celui intérieur de la rampe ;

$d$  : Diamètre de l'orifice.

## Méthode d'obtention des différentiations citées dans la relation

### Le coefficient de contraction $C_c$

Le coefficient de contraction est le rapport de la surface de la vena contracta à la surface de l'alésage de l'orifice, Le coefficient de contraction peut être représenté par l'équation :

$$C_c = k_1 + k_2 \theta_d + k_3 \theta_d^2$$

Avec  $k_1$ ,  $k_2$  et  $k_3$  étant des coefficients tabulés suivant la valeur de  $\beta$ , Cependant, on a pu leur attribuer une approche polynomiale qui est la suivante :

$$k_1 = -0,1161\beta^2 - 0,005248\beta + 0,9546 ;$$

$$k_2 = 0,3683\beta^2 - 0,1103\beta - 0,2955 ;$$

$$k_3 = 0,05994\beta^3 - 0,1736\beta^2 + 0,07692\beta + 0,04775.$$

Et :

$\theta_d$  : est l'angle que forme la plaque avec la génératrice inférieure de la rampe avant déflexion, donc égal à  $\pi/2$  et exprimé en Radian.

La différentiation de  $C_c$  sera purement analytique :

$$\delta C_c = (k_c + 2k_3 \theta_d) \delta \theta_d$$

On admettra que  $\delta \theta_d = \Delta \theta_d = \theta'_d - \theta_d$  avec  $\theta'_d$  étant l'angle après déflexion (on remarque que cette différence est toujours négative). La valeur du nouvel angle est déterminée par une relation tirée de la géométrie de profil :

$$\theta'_d = \arccos\left(\frac{2y}{D_{ext} - d}\right)$$

### Erreur relative au diamètre de l'orifice $\delta d/d$

L'erreur relative au diamètre de l'orifice est donnée par la formule suivante :

$$\frac{\delta d}{d} = -\frac{\sigma}{E} = -\frac{k \Delta P D_{ext}^2}{4E^* E^2}$$

Où :

K :coefficient de stress défini par la relation suivante :

$$k = 2,75086 - 2,67169\beta_{ext}$$

**Remarque :** Dans l'étude de déflexion qu'on fera, on augmentera la différence de pression afin de voir son impact sur l'erreur de mesure du débit massique après avoir fixé l'épaisseur minimale ainsi que l'épaisseur de conception (déjà définie).

### Méthodes autres que l'AGA – 3

Il existe des formules autres que l'AGA – 3, telles que : *Jepson And Chipchase Formula* qui découle principalement de l'AGA – 3 ; *Mason, Wilson And Birkhead Formula* qui n'est pas aussi identique mais est assez similaire comportant des coefficients semblables aux deux premières. Ces approches donnent des résultats assez fiables mais pas autant celle qu'on a utilisée, car elles sont plus empiriques qu'analytiques, et ne prennent pas en charge l'effet de la température, ni les propriétés physiques du matériau, contrairement à l'AGA – 3 qui englobe tous les détails qui puissent régir le phénomène de déflexion.

### VII.4. Calcul de déflexion pour l'étude en cours

Voici les données de notre problème :

Données d'entrées	
d orifice [mm]	317,857178
D intérieur [mm]	438,15
D extérieur ["]	18
Tf [°C]	60
D extérieur [mm]	457,2

On a fait par la suite les conversions nécessaires et on a calculé les paramètres des relations précédemment définies :

conversion et paramètres	
d orifice ["]	12,5140621
D intérieur ["]	17,25
D extérieur ["]	18
β intérieur	0,72545288
β extérieur	0,69522567
Tf [°F]	140
K <sub>d</sub>	0,36269803
K	0,89343252
E*(élasticité en psi)	28058000
k1	0,8896915
k2	-0,17968784
k3	0,03507396
θd (=π/2)	1,57079633
Cc	0,69398002

On pourra calculer aisément la déflexion limite, on aura pour résultat :

Y <sub>max</sub> [mm]	<b>0,60146411</b>
Y <sub>max</sub> ["]	<b>0,023679689</b>
0,04 D ["]	<b>0,69</b>

Dans le tableau qui suivra, on changera à chaque fois la pression différentielle exercée sur la plaque à orifice, afin de voir l'évolution de l'erreur sur la mesure du débit massique, et à chaque valeur, on calculera l'épaisseur minimale de la plaque ainsi que la maximale (définie par l'ISO 5167, comme on a expliqué précédemment, on considérera une limite préventive se traduisant par une limite sur E égale à 0,04D, donc elle sera constante quel que soit le différentiel de pression), on déterminera également la déflexion minimale correspondante à 0,04D, et enfin on déduira l'erreur sur la mesure du débit massique correspondante à cette pression différentielle.

ΔP [mbar]	ΔP [psi]	E min ["]	E nor ["]	Y min	θd'	δC/C	δd/d	δq <sub>m</sub> /q <sub>m</sub>
80	1,176	0,054939585	0,5626	0,0005601	1,57059213	2,04495E-05	-9,58292E-06	0,000148121
120	1,764	0,062890126	0,5626	0,00084015	1,57049003	3,06742E-05	-1,43744E-05	0,000222182
160	2,352	0,06921954	0,5626	0,0011202	1,57038794	4,08989E-05	-1,91658E-05	0,000296242
200	2,94	0,074564489	0,5626	0,00140025	1,57028584	5,11237E-05	-2,39573E-05	0,000370303
240	3,528	0,079236593	0,5626	0,0016803	1,57018374	6,13484E-05	-2,87488E-05	0,000444363
280	4,116	0,083414469	0,5626	0,00196035	1,57008164	7,15732E-05	-3,35402E-05	0,000518424
320	4,704	0,087211155	0,5626	0,00224041	1,56997955	8,17979E-05	-3,83317E-05	0,000592485
360	5,292	0,090703257	0,5626	0,00252046	1,56987745	9,20226E-05	-4,31231E-05	0,000666546
400	5,88	0,093945369	0,5626	0,00280051	1,56977535	0,000102247	-4,79146E-05	0,000740607
440	6,468	0,096977937	0,5626	0,00308056	1,56967325	0,000112472	-5,27061E-05	0,000814668
<b>480</b>	<b>7,056</b>	<b>0,099831852</b>	<b>0,5626</b>	<b>0,00336061</b>	<b>1,56957115</b>	<b>0,000122697</b>	<b>-5,74975E-05</b>	<b>0,00088873</b>
520	7,644	0,102531307	0,5626	0,00364066	1,56946906	0,000132922	-6,2289E-05	0,000962791
560	8,232	0,105095646	0,5626	0,00392071	1,56936696	0,000143146	-6,70805E-05	0,001036853
600	8,82	0,107540602	0,5626	0,00420076	1,56926486	0,000153371	-7,18719E-05	0,001110914
640	9,408	0,10987917	0,5626	0,00448081	1,56916276	0,000163596	-7,66634E-05	0,001184976
680	9,996	0,112122219	0,5626	0,00476086	1,56906067	0,000173821	-8,14548E-05	0,001259039
720	10,584	0,114278942	0,5626	0,00504091	1,56895857	0,000184045	-8,62463E-05	0,001333101
760	11,172	0,116357195	0,5626	0,00532096	1,56885647	0,00019427	-9,10378E-05	0,001407164
800	11,76	0,118363748	0,5626	0,00560101	1,56875437	0,000204495	-9,58292E-05	0,001481226
840	12,348	0,120304482	0,5626	0,00588106	1,56865227	0,00021472	-0,000100621	0,001555289
880	12,936	0,122184544	0,5626	0,00616112	1,56855018	0,000224944	-0,000105412	0,001629353
920	13,524	0,124008462	0,5626	0,00644117	1,56844808	0,000235169	-0,000110204	0,001703416
960	14,112	0,125780251	0,5626	0,00672122	1,56834598	0,000245394	-0,000114995	0,00177748
1000	14,7	0,127503483	0,5626	0,00700127	1,56824388	0,000255619	-0,000119787	0,001851544

Nous avons pu constater qu'à chaque fois que la pression différentielle augmente, l'incertitude s'accroît :

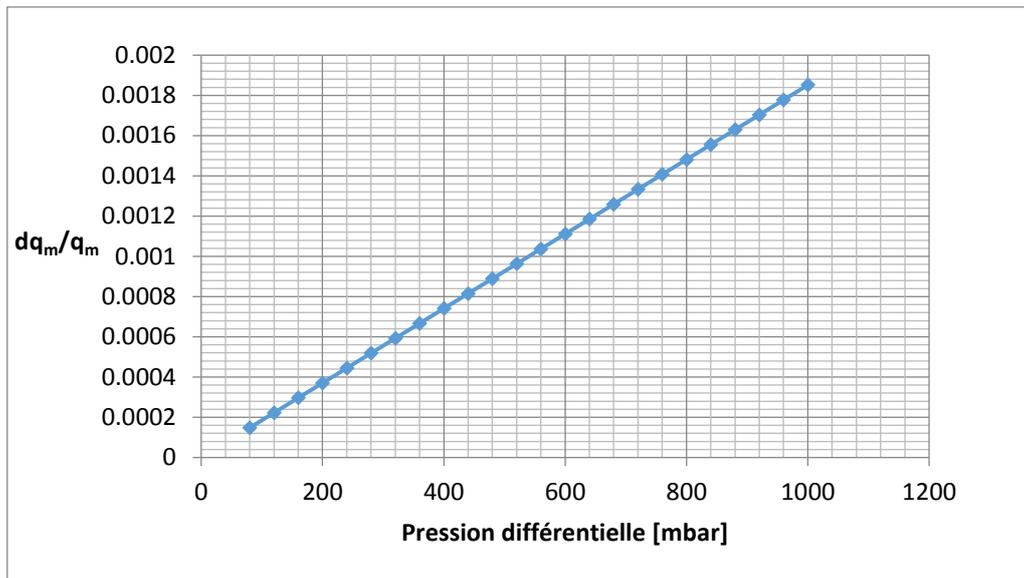


Figure 32 : Evolution de l'incertitude de mesure sur le débit en fonction de la  $\Delta P$

Maintenant, on s'orientera vers notre pression différentielle de dimensionnement, comme on l'a considérée à 480 mbar, on se focalisera sur la ligne jaunée. Dans notre problème  $0,04 D = 0,69''$ , une épaisseur qu'on évitera de dépasser, la première épaisseur normalisée qui vient en dessous est égale à  $0,5626''$ , c'est cette dernière qu'on choisira pour le dimensionnement car elle répond à toutes les exigences qu'on a posées.

Les résultats finaux de notre dimensionnement seront donc :

E nor [mm]	y [mm]	e [mm]	$\delta q_m/q_m$ [%]
<b>14,29004</b>	<b>0,08540499</b>	<b>5,476875</b>	<b>0,00088873</b>
conditions ISO 5167		vérifiées	

## VII.5. Conclusion

Dans cette étude sur la déflexion, on a remarqué qu'à chaque fois qu'on augmentait l'épaisseur de la plaque à orifice, la déflexion diminuait et l'erreur sur la mesure du débit massique s'amointrissait, donc le risque d'atteindre la zone plastique se réduisait ; On a porté alors cette épaisseur à la valeur maximale normalisée en respectant sa majoration donnée par la norme ISO 5167.

Concernant la pression différentielle créée par le diaphragme, on a pu constater qu'au fur et à mesure que cette dernière augmentait, l'erreur devenait plus importante, on a joué donc sur l'épaisseur afin de l'alléger.

Enfin, concernant les normes utilisées, il s'agit de l'AGA -3 – Orifice Metering of NG & HC fluids, on s'en est servi pour calculer l'épaisseur, et faire toutes les conclusions qui en découlent. Toutefois, il

était nécessaire de tenir compte des recommandations de l'ISO 5167, ceci car la conception de notre diaphragme en dépendait.

# **CHAPITRE VIII : DIMENSIONNEMENT OPTIMAL D'UN BANC DE COMPTAGE**

Dans le cas général, le dimensionnement d'un système de comptage se fait par calcul itératif nécessitant l'examen d'un très grand nombre de variantes car l'augmentation des plages d'utilisation et des limites d'emploi définies dans la norme ISO 5167 entraîne une augmentation du nombre d'éléments à examiner sans pour autant tenir compte des aspects économiques.

### VIII.1. Principe du dimensionnement par calcul itératif

Lorsqu'on veut dimensionner un élément déprimogène à implanter dans une tuyauterie donnée en vue d'une mesure de débit, comme c'est le cas pour une installation nouvelle, le terme CE qui dépend du rapport des diamètres  $\beta$  de l'équation de débit qui suit n'est généralement pas connu :

$$Q_m = CE\varepsilon\pi \frac{d^2}{4} \sqrt{2\rho\Delta P}$$

En conséquence, il faut choisir à priori :

- Le type d'élément déprimogène que l'on propose d'employer.
- Une valeur du débit ainsi qu'une valeur correspondante de la pression différentielle que l'on porte dans l'équation de base, après que l'on détermine par approximation successive (calcul itératif) le rapport des diamètres de l'élément retenu, ce qui permet d'obtenir les caractéristiques nécessaires pour sa construction.

La procédure itérative tient compte des variantes suivantes :

- La pression et la température du gaz c'est-à-dire des conditions d'exploitations ;
- Propriétés du gaz (densité relative, viscosité, exposant isentropique) ;
- Nombre de rampes N ;
- Pression différentielle  $\Delta P$  ;
- Diamètre de la rampe D ;
- Coefficient de réserve  $K_e$ .

Le dimensionnement d'un système de comptage par la méthode itérative est développé dans la troisième partie du sixième chapitre.

### VIII.2. Dimensionnement d'un système de comptage par la méthode d'optimisation

#### VIII.2.1. Définition de l'optimisation

C'est une opération permettant de trouver la meilleure solution parmi plusieurs à un problème donné, d'améliorer un fonctionnement, un rendement ou une utilisation. L'optimisation consiste à trouver les valeurs extrêmes « minimum ou maximum » d'une fonction donnée.

Exemple d'objectif d'optimisation :

- Maximisation des bénéfices ;
- Minimisation des coûts.

### VIII.2.2. Optimisation d'un système de comptage

Le recours aux techniques d'optimisation en vue de développer un outil de dimensionnement optimal des systèmes de comptage de gaz naturel permettra de ramener la problématique posée ci-dessus à l'examen d'une seule variante contrairement à la technique itérative, intégrant l'ensemble des contraintes y compris l'aspect économique, et ajoutant de nouveaux critères dans le choix des variables tels que la réduction des risques d'érosion et de vibration, les risques de déflexion de la plaque, les dimensions du collecteur d'aspiration et de refoulement et l'exigence d'un seuil d'incertitude sur le débit mesuré à respecter, tout en éliminant d'innombrables inconvénients liés aux aspects techniques des systèmes de comptage transactionnel et fiscal.

L'optimisation d'un système de comptage consiste à trouver le dimensionnement optimal du banc (c'est-à-dire le nombre de rampes  $N$  à utiliser, le diamètre  $D$  de la rampe, le diamètre de l'orifice  $d$  donc le rapport des diamètres  $\beta$  et la pression différentielle  $\Delta P$ ), qui permet non seulement de réduire le coût de revient (dépenses liées à l'investissement du banc de comptage), mais aussi le coût d'exploitation lié aux dépenses en énergie pour le véhicule du gaz, tout en respectant les aspects d'ordre technique liés à ce genre d'études qui seront posés en forme de contraintes.

### VIII.2.3. Formulation du modèle d'optimisation

#### a. La fonction objective

Le fonctionnel est composé de deux termes : les Coûts d'investissement, et les Coûts d'énergie. La fonction objective s'exprime comme suit :

$$C_{total} = C_1 + C_2 \Rightarrow Min (C_{total})$$

Avec :

$$C_1 = a_1 D^{1,65} N^{0,8}$$

Où :

$C_1$  : Cout d'investissement du système de comptage ;

$a_1 = 12000$  ;

$N$  : Nombre de rampe de comptage ;

$D$  : Diamètre de la rampe en ["] ;

Et :

$$C_2 = a_2 H \Delta \omega = 595,35 Q \log\left(\frac{P_{ref} + \Delta \omega}{P_{ref}}\right)$$

Où :

$C_2$  : Cout en énergie ;

$H$  : Nombre d'heure de fonctionnement ;

$\Delta \omega$  : Perte de pression [bar] ;

$Q$  : Débit maximal [ $Sm^3/h$ ] ;

$P_{ref}$  : Pression de refoulement de la station située en amont du système de comptage [bar].

La fonction objective met en évidence le prix de revient du système de comptage (investissement) et le coût d'exploitation lié aux dépenses en énergie. Le but de l'optimisation est la minimisation de cette fonction objective.

En effet, La réduction du nombre de rampes ou du diamètre de celle-ci suite à une augmentation de la pression différentielle pour un certain débit de transit, réduira automatiquement le coût de revient du dispositif de comptage, mais le coût d'exploitation lié aux dépenses en énergie augmentera en parallèle, car la perte de charge au niveau du diaphragme augmente, ce qui se traduit par une baisse de pression à l'aval de l'outil déprimogène. Donc, si une station de compression existe à l'aval son taux de compression va augmenter, et si elle existe à l'amont, sa pression de refoulement doit être haussée, ce qui se traduit par une augmentation des dépenses en énergie (augmentation de la vitesse de rotation des compresseurs). L'étude consiste à trouver la solution optimale qui satisfait ce critère économique mais aussi d'autres critères d'ordre technique.

### b. Contraintes

Les critères d'ordre technique qu'il faudra impérativement respecter en vue d'un dimensionnement d'un système de comptage régi par la norme ISO 5167 sont posés sous forme de contraintes :

#### 1. Contrainte sur le diamètre des rampes de comptage :

La plaque à orifice est fournie pour des diamètres ne dépassant pas 24 pouces pour le comptage transactionnel. Cette contrainte exprime la limite sur le diamètre maximal :

$$D \leq D_{max}$$

#### 2. Contrainte sur la pression différentielle :

La valeur de la pression différentielle est généralement limitée à 500 mbar. La tendance à travers le monde est vers l'augmentation de cette valeur pouvant dépasser 1 000 mbar. Aussi, la  $\Delta P$  dépend de l'étendu de mesure du transmetteur, ce qui se traduit par la contrainte suivante :

$$\Delta P_{minT} \leq \Delta P \leq \Delta P_{maxT}$$

Où :

-  $\Delta P_{minT}$  : étendu de mesure minimal du transmetteur de pression différentielle fourni par le constructeur.

-  $\Delta P_{maxT}$  : étendu de mesure maximale du transmetteur de pression différentielle fourni par le constructeur.

#### 3. Contrainte sur le coefficient de réserve :

La pratique courante de dimensionnement des dispositifs de comptage suivant la norme ISO 5167 introduit un certain nombre de coefficients de réserve pour tenir compte des augmentations éventuelles de débit. En effet, le système de comptage est conçu pour être transité par un certain débit déjà fixé avant même le dimensionnement de la rampe. Pour éviter les problèmes d'exploitation liés à des éventuelles augmentations de débit que le système ne sera plus en mesure de véhiculer, un coefficient

de réserve est utilisé pour majorer le débit de dimensionnement avant même la conception de la rampe de comptage. Généralement le coefficient de réserve est compris entre 0,7 et 0,99 :

$$0,7 \leq K_e \leq 0,99$$

4. Contrainte sur la portée maximale du système :

En pratique courante du comptage transactionnel, il est recommandé d'installer une rampe supplémentaire en redondance passive (stand-by), une réserve utilisée en cas de défaillance de la rampe de comptage principale. Cela se traduit par une contrainte sur le débit maximal transitant le système :

$$\begin{cases} Q_{max} \leq Q_{max}(N - 1) \\ Q_{max} = \frac{Q_{par\ rampe}}{K_e} \end{cases}$$

Où :

$N$  : Nombre de rampe de comptage ;

$Q_{max}$  : Débit de dimensionnement majoré avec un certain coefficient de réserve ;

$K_e$  : coefficient de réserve tenant compte de l'éventuelle augmentation de débit.

5. Contrainte sur le rapport des diamètres  $\beta$ :

La norme ISO 5167 limite la plage du coefficient de rapport des diamètres  $\beta$  entre 0,1 et 0,75.

$$0,1 \leq \beta \leq 0,75$$

6. Contrainte sur la vitesse d'écoulement :

La norme API RP 14 –E fixe une vitesse limite du gaz pour éviter le risque d'érosion. Pour un gaz de densité relative équivalente au gaz algérien, cette vitesse limite est de l'ordre de 15,24 m/s (50 fps), ce qui s'exprime par la contrainte suivante :

$$\frac{4Q}{\pi D^2} \frac{P_0}{P} \frac{T}{T_0} \frac{Z}{Z_0} \leq V_{max}$$

Où :

$Q$  : Débit maximal traversant le diaphragme [S m<sup>3</sup>/s] ;

$D$  : Diamètre intérieur de la rampe [m] ;

$P_0$  : Pression aux conditions de référence (conditions standards) [bar], ( $P_0 = 1\text{bar}$ ) ;

$T_0$  : Température aux conditions de référence (conditions standards) [K] ( $T_0 = 15^\circ\text{C} = 288,15\text{ K}$ ) ;

$Z_0$  : Facteur de compressibilité aux conditions de référence (conditions standards) ( $Z_0 = 1$ ) ;

$P, T, Z$  : Pression [bar], Température [K] et Facteur de compressibilité aux conditions d'exploitation.

7. Contrainte sur le diamètre du collecteur :

Il a été constaté sur le terrain que lorsque le nombre de rampes est important, il se produit un phénomène de déséquilibre dans la répartition du débit de gaz entre les différentes rampes de comptage. Il existe trois configurations d'engineering utilisées sur le terrain pour les collecteurs des rampes de comptage (Z, T, C).

Cela s'est traduit par une contrainte sur le diamètre minimal du collecteur :

$$D_c \geq (1,5(D_1^2 + D_2^2 + \dots + D_n^2))^{0,5}$$

Comme on utilise des rampes identiques alors :  $D_1 = D_2 = \dots = D_n$ , Donc :

$$D_c \geq (1,5ND^2)^{0,5}$$

Où :

$D_c$  : Diamètre du collecteur ;

$D$  : Diamètre de la rampe ;

$N$  : Nombre de rampe de comptage ;

Le diamètre maximal du collecteur ne doit pas dépasser 56 " :

$$D_c \leq 56''$$

8. Contrainte sur le nombre de bancs de comptage :

La contrainte précédente sur le diamètre minimal du collecteur ne peut pas toujours être réalisée du fait que le diamètre maximal disponible à l'heure actuel ne peut dépasser 56 pouces. La seule solution dans ce cas est d'utiliser plusieurs bancs de comptage :

$$N_{banc} \geq \frac{56''}{1,5ND}$$

$N_{banc}$  : entier.

9. Contrainte sur le nombre de Reynolds :

Les diaphragmes normalisés ne doivent être utilisés conformément à la norme l'ISO 5167 que dans les conditions suivantes :

$$\left\{ \begin{array}{l} Re_D \geq 5000 \\ Re_D \geq 170\beta^2 D \\ 0,1 \leq \beta \leq 0,75 \end{array} \right.$$

10. Contrainte sur l'incertitude maximale tolérée sur la mesure du débit :

La formule de calcul de l'incertitude de l'ISO 5167 ne tient pas compte des erreurs systématiques. Ces dernières sont corrigées par des vérifications et étalonnages périodiques adéquats de l'élément primaire et des éléments secondaires, Cependant, il est recommandé de prendre certaines réserves, ce qui se traduit par la contrainte suivante :

$$\frac{\delta q_m}{q_m} \leq U_{admis}$$

En comptage transactionnel, l'incertitude maximale sur le débit ne doit pas dépasser 1%.

$$U_{admis} < 1\%$$

Avec : 
$$\frac{\delta q_m}{q_m} = \sqrt{\left(\frac{\partial C}{C}\right)^2 + \left(\frac{\partial \varepsilon}{\varepsilon}\right)^2 + \left(\frac{2\beta^4}{1-\beta^4}\right)^2 \left(\frac{\partial D}{D}\right)^2 + \left(\frac{2}{1-\beta^4}\right)^2 \left(\frac{\partial d}{d}\right)^2 + \frac{1}{4} \left(\frac{\partial \Delta P}{\Delta P}\right)^2 + \frac{1}{4} \left(\frac{\partial \rho}{\rho}\right)^2}$$

- L'incertitude sur le coefficient de décharge  $\frac{\partial C}{C}$  suivant la norme ISO5167 est donnée selon des plages du rapport des diamètres  $\beta$ , elle dépend aussi du diamètre de la rampe D et du nombre de Reynolds.

$$\frac{\partial C}{C} = (0,7 - \beta) \% \quad \text{pour } 0,1 \leq \beta \leq 0,2 ;$$

$$\frac{\partial C}{C} = 0,5 \% \quad \text{pour } 0,2 \leq \beta \leq 0,6 ;$$

$$\frac{\partial C}{C} = (1,667\beta - 0,5) \% \quad \text{pour } 0,6 < \beta \leq 0,75.$$

Si  $D < 71,12$  mm, il convient d'ajouter de manière arithmétique l'incertitude relative suivante aux valeurs ci-dessus :

$$+0,9(0,75 - \beta) \left(2,8 - \frac{D}{25,4}\right) \%$$

Si  $\beta > 0,5$  et  $Re_D < 10\,000$ , il convient d'ajouter de manière arithmétique l'incertitude relative suivante aux valeurs ci-dessus:

$$+ 0,5 \%$$

- L'incertitude sur le coefficient de détente  $\frac{\partial \varepsilon}{\varepsilon}$  suivant la norme ISO5167 est calculée de la manière suivante :

$$\frac{\partial \varepsilon}{\varepsilon} = 3,5 \frac{\Delta P}{KP_1} \%$$

- Les incertitudes sur le diamètre de la rampe, le diamètre de l'orifice, la pression différentielle et la masse volumique sont généralement données par l'utilisateur.

$\frac{\partial D}{D}$  : Incertitude relative sur la mesure du diamètre de la rampe ;

$\frac{\partial d}{d}$  : Incertitude relative sur la mesure du diamètre de l'orifice ;

$\frac{\partial \Delta P}{\Delta P}$  : Incertitude relative sur la mesure de la pression différentielle ;

$\frac{\partial \rho}{\rho}$  : Incertitude relative sur la masse volumique.

#### VIII.2.4. Techniques de résolution de la problématique

La formulation revient à un problème de programmation non linéaire avec présence simultanée de variables réelles, entières et binaires. La résolution peut être obtenue par l'usage d'un

algorithme de programmation non linéaire de type MINLP multistart (Mixed Integer NonLinear Programming) associé à une procédure de type « branch and bound » pour les variables entières.

### VIII.2.5. Application de la technique d'optimisation sur le dimensionnement de notre système de comptage

Dans l'étude qui suit, la résolution de la problématique est obtenue en utilisant le SOLVER D'EXCEL.

#### Les étapes de résolution

- Introduction des données :

données	
Q dim Sm <sup>3</sup> /h	571750
Q injection Sm <sup>3</sup>	2287000
P <sub>ref</sub> [bars]	72
ρ <sub>s</sub>	0,789
ρ <sub>service</sub>	53,42
T <sub>0</sub> [°C]	15
T [K]	60
Z <sub>0</sub>	1
Z	0,88544494
P	70
μ	0,00001362

- Introduction d'une première estimation pour les variables qu'on cherche à déterminer par optimisation :

Variables	
d ["]	12,0774361
D ["]	17,25
β	0,70014122
ΔP [bar]	0,4
N rampes	5
D collecteur ["]	50
K <sub>e</sub>	0,8
vitesse	15,5575526
Re	26735657,6
δq/q	2,87729938
Δω	0,19680514

- Introduction de toutes les contraintes citées précédemment :

Contraintes			
paramètre	résultats	min	max
d [mm]	306,766877	0,49212598	/

D [mm]	438,15	1,96850394	39,3700787
$\beta$	0,70014122	0,1	0,75
$\Delta P$ [mbar]	400	0,08	0,5
D collecteur ["]	50	47,2410706	56
Ke	0,8	0,7	0,83
v (m/s)	15,5575526	/	15,24
Re	26735657,6	5000	/
		36512,6232	/
$\delta q/q$ (%)	2,87729938	/	2
Q dim Sm <sup>3</sup> /h	571750	714687,5	2287000
N	5	2	/

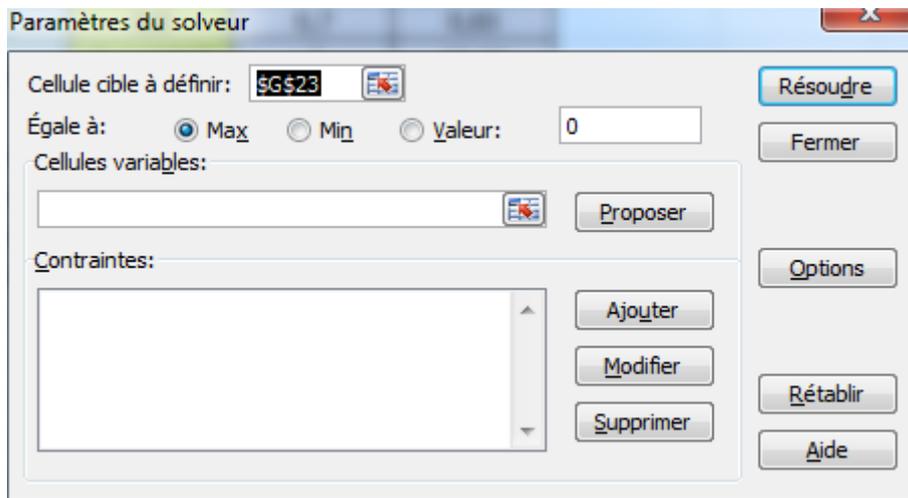
- Calcul de la fonction objective :

**Fonctionnel**      **5179472,62**

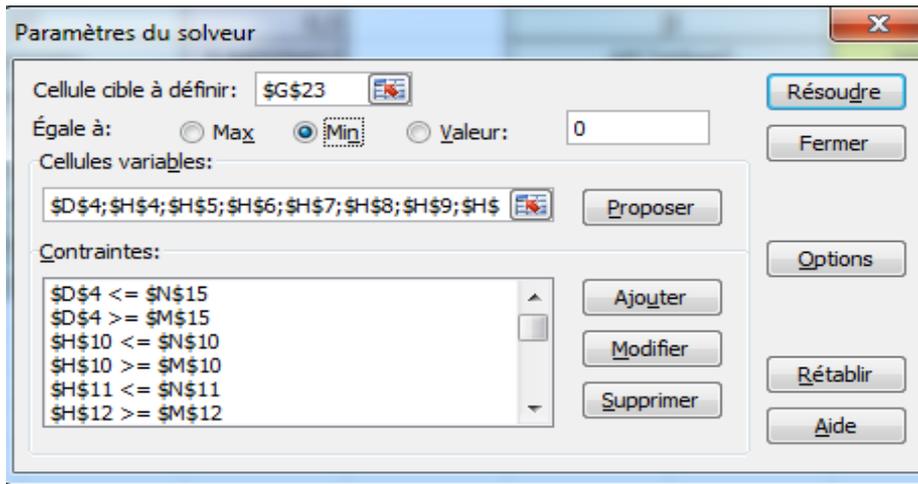
- Utilisation du SOLVER pour la résolution de la problématique :

Aller à données → SOLVER.

Apparition de la fenêtre suivante :



- Sélection de la fonction objective dans la cellule cible à définir ;
- Minimisation la fonction objective ;
- Ajout des contraintes comme suit :



- Résolution du problème.

### Résultat

Le SOLVER affichera après résolution :

Variables	
d ["]	12,53321
D ["]	17,11929
$\beta$	0,73211
$\Delta P$ [bar]	0,478
N rampes	5
D collecteur ["]	56
$K_e$	0,83
vitesse	15,1167672
$Re_D$	26735657,6
$\delta q/q$	2
$\Delta \omega$	0,22285802

Fonctionnel	4698703,99
-------------	------------

### VIII.2.6. Résultats du dimensionnement du système de comptage par optimisation

- Nombre de rampes :  $N = 4 + (1)$  ;
- Le diamètre intérieur de la rampe :  $D = 17,11''$  ;
- Le diamètre de l'orifice  $d = 12,53''$  ;
- Le rapport des diamètres  $\beta = 0,73$  ;
- La pression différentielle  $\Delta P = 478$  mbar.

# **CHAPITRE IX : INCERTITUDE SUR LA MESURE DU DEBIT MASSIQUE**

## IX.1. Notion d'incertitude dans le comptage

Notre étude est portée sur le comptage transactionnel de gaz naturel, on s'est focalisé tout d'abord sur le dimensionnement d'un banc de comptage, puis sur sa conception optimale, ceci est pour connaître la masse de gaz qui traverse le gazoduc par unité de temps, maintenant la question qui se pose, quel est le niveau de précision de ce système comptable ?

Généralement, quand il s'agit de consommation nationale, l'étude sur les incertitudes n'est pas aussi profonde que lorsqu'on parle de commerce international, il est convenu universellement que l'erreur de mesure sur le débit massique du gaz naturel dans le cadre transactionnel ne devrait pas dépasser les 1% du débit massique réel, car il s'agit d'un vendeur et d'un client, d'un contrat et d'une marchandise de quantité précise. Ce qu'on fera dans ce chapitre, c'est d'estimer l'erreur de mesure totale de notre système, de l'évaluer vis-à-vis des recommandations du marché et d'essayer de la baisser si elle en dépasse.

L'incertitude de mesure dépend de chaque élément de notre appareillage, lorsqu'un élément comporte une large marge d'incertitude, elle devient alors plus considérable, et afin de la baisser on essaiera de rétrécir cette marge, comment donc ? Ça sera en augmentant la précision de cet élément. Logiquement, si on mettra deux thermocouples dans de l'eau bouillante par exemple, on est plus susceptible de se rapprocher de la vraie température de cette eau que lorsqu'on immerge un seul thermocouple, idem pour le comptage de gaz, en augmentant le nombre d'appareils attribués à mesurer la même grandeur on se rapproche plus de la vraie valeur du débit de transit.

On rencontrera dans ce chapitre la méthodologie purement abstraite de notre fameux mesurande "l'incertitude", on verra également les appareils qui contribuent à son élévation et on essaiera d'estimer l'erreur qu'ils rapportent, et enfin, on calculera l'incertitude totale sur le débit massique qu'on évaluera selon différentes approches.

## IX.2. Méthodologie D'incertitude

### IX.2.1. Termes et définitions

#### Grandeur mesurée

La grandeur mesurée est la grandeur dont on peut mesurer.

#### Mesurande

Le mesurande est la grandeur inaccessible qu'on cherche à mesurer.

#### Incetitude

L'incertitude est un paramètre associé aux résultats d'une mesure, qui caractérise la dispersion des valeurs qui pourrait raisonnablement être attribué au mesurande.

#### Incetitude-type $u_i(x)$

Incetitude sur une grandeur mesurée exprimée en écart-type, son unité est la même que celle de la grandeur mesurée.

#### Incetitude relative $u^*(x)$

Incetitude-type divisée par la meilleure estimation, elle est exprimé en pourcentage, on notera :

$$u^*(x) = u_i(x) / x.$$

### Coefficient de sensibilité $C_i$

C'est un coefficient qui présente le degré d'influence d'une incertitude-type (intran) sur l'incertitude totale du système (sortie), il est parfois appelé coefficient d'influence. Sa définition arithmétique est le changement dans l'estimation du résultat  $y$ , divisé par la variation correspondante de l'estimation de l'intran  $x_i$ . Il est obtenu de deux façons : analytique ou numérique. Lorsque son fonctionnel mathématique est disponible, le coefficient sera égal à :  $c_i = \frac{\delta y}{\delta x_i}$

Mais généralement, ce n'est pas le cas, d'où, il sera plus facile d'obtenir Les coefficients de sensibilité numériquement, en calculant l'effet d'un petit changement dans la variable d'entrée,  $x_i$ , sur La valeur de sortie,  $y$ . On posera alors l'incrément  $\Delta x_i$  égal à l'incertitude élargie d'une source d'incertitude (on donnera la définition de l'incertitude élargie dans ce qui suit), on calculera par la suite les intrants des deux extrémités de la fourchette de précision,  $x_i^+$  et  $x_i^-$ , c'est-à-dire  $(x_i + \Delta x_i)$  et  $(x_i - \Delta x_i)$ , puis on calculera leurs images. Le coefficient de sensibilité aura pour approche :

$$c_i = \frac{y(x_i^+) - y(x_i^-)}{2\Delta x_i}$$

### Incetitude-type combinée $u_c(y)$

C'est une incertitude réunissant plusieurs sources d'incertitudes, elle est égale à la racine carrée positive de la somme des produits des coefficients de sensibilité  $c_i$  et des incertitudes-type  $u_i$  de chaque source élevés au carré, elle représente l'écart-type du mesurande général.

Sa formule générale est :

$$u_c(y) = \sqrt{\sum_{i=1}^N [c_i u_i(x_i)]^2}$$

### Incetitude combinée relative $u_c^*(y)$

C'est l'incertitude-type combinée divisée par la plus grande estimation, elle est exprimée en pourcentage.

### Facteur de couverture $K$

Facteur numérique utilisé comme multiplicateur d'une incertitude-type (au cas d'une source d'incertitude individuelle) ou d'une incertitude-type combinée (dans le cas d'un mesurande dépendant de plusieurs sources d'incertitudes), ceci afin d'obtenir une extension d'incertitude, appelée incertitude élargie.  $K$  est généralement compris entre 2 et 3.

### Incetitude élargie $U$ (ou étendue)

Selon les formules de  $u_c$  et  $u_c^*$ , le résultat global est obtenu à partir d'une somme des contributions de l'incertitude-type de chaque source d'entrée à l'incertitude du résultat. L'incertitude-type combinée résultante est donc une incertitude-type de la grandeur globale ; En se référant à la figure, on constate que, avec un facteur  $k$  effectif de 1, la bande passante définie par une incertitude-type n'aura qu'un niveau de confiance d'environ 68%, ou une chance de 1 sur 3 qu'elle se situe en dehors de la bande. Ces chances sont peu utiles en termes d'ingénierie et l'exigence normale est de fournir une déclaration d'incertitude avec un niveau de confiance de 90% ou 95%; Dans certains cas extrêmes, 99% ou plus pourraient être nécessaires. Pour obtenir le niveau de confiance désiré, une incertitude étendue,  $U$ , est utilisée conformément à l'équation suivante :

$$U = k u_c(y)$$

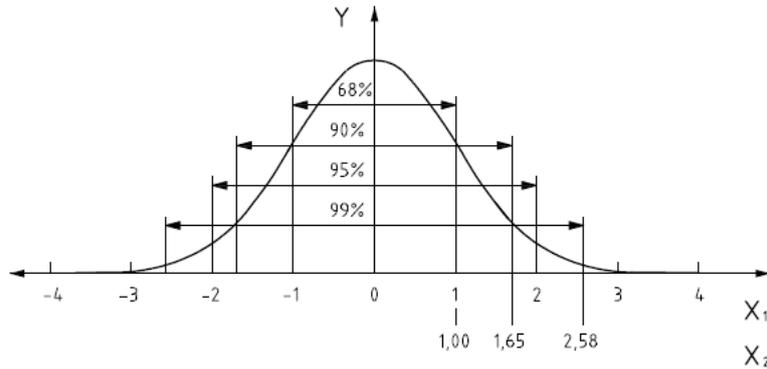


Figure 33: Facteur de couverture pour différents niveau de confiance pour une distribution normale.

### Incetitude relative élargie $U^*$

C'est l'incertitude élargie divisée par la plus grande estimation, c'est la valeur finale qu'on cherche à trouver, elle est généralement exprimée en pourcentage. Elle est de formule :

$$U^* = k u_c^*(y).$$

### Distributions de probabilité

Les lois de distribution de probabilité les plus connues sont présentées dans ce qui suit.

#### Distribution rectangulaire

Avec  $K = \sqrt{3}$

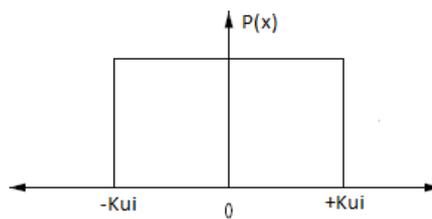


Figure 34: Distribution de probabilité rectangulaire.

#### Distribution normale

Avec  $K=2$

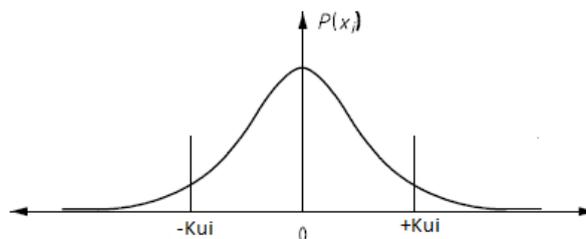


Figure 35: Distribution de probabilité normale.

**Distribution triangulaire**

Avec  $K = \sqrt{6}$

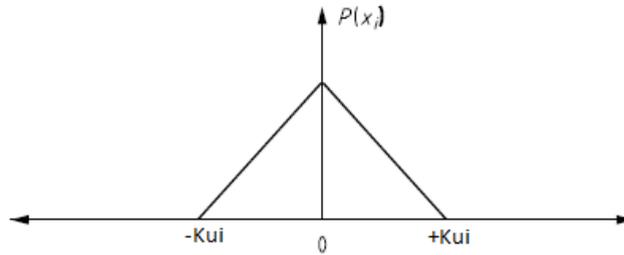


Figure 36: Distribution de probabilité triangulaire.

**IX.3. Sources d'incertitudes****IX.3.1. Déroulement du calcul**

Dans cette partie, on essaiera de s'intéresser à l'incertitude étendue relative à chaque grandeur mesurée, elle dépend de plusieurs sous-incertitudes, on donnera pour exemple l'erreur sur la mesure de pression, elle va dépendre des erreurs liées à : la marge de précision du capteur, à l'alimentation électrique, à la tolérance d'étalonnage, ...

Bien sûr, ces erreurs-là sont fournies par le constructeur, mais sous forme d'incertitudes élargies. Afin de les exploiter, on devra les transformer en incertitudes-type, ceci en les divisant par leur propre facteur de couverture, qui dépend de leur loi de distribution de probabilités, qui elle aussi, est précisée par le constructeur (revoir la partie précédente du chapitre pertinent).

Une fois qu'on a calculé cette incertitude-type, on va la multiplier par le facteur de sensibilité  $c_i$ , celui qui définit le niveau d'influence de cette sous-erreur sur l'erreur de la grandeur mesurée. Dès qu'on arrive à calculer tous les produits, on les élèvera au carré, les sommera et les mettra sous la racine carrée afin d'obtenir une incertitude combinée liant toutes ces sous-incertitude, cette incertitude combinée représentera elle-même l'incertitude-type de la grandeur mesurée,

**Remarque :** parfois le coefficient de sensibilité est précisé par le constructeur et est égal à 1, comme c'est le cas de la pression ou de la température, par contre, dans le cas de la masse volumique par exemple, ce facteur sera calculé exactement comme c'est dicté dans la partie précédente de ce chapitre.

**Pour avoir une précision de 95% sur cette grandeur mesurée, on va multiplier l'incertitude combinée par  $k=2$ , on a choisi cette valeur de  $K$  car on a considéré que toutes les grandeurs mesurées sont régies par une loi de distribution normale de probabilités.**

On appliquera cette procédure de calcul sur toutes les grandeurs mesurées comportant plusieurs sous-incertitudes. Quand on obtiendra l'erreur liée à chaque grandeur mesurée, on pourra dès lors les regrouper (par méthodes diverses) pour déterminer l'erreur de mesure sur le débit massique.

**IX.3.2. Incertitude sur la mesure de pression**

La mesure de la pression à l'amont et à l'aval du diaphragme se fait par un capteur de pression, on tient à indiquer qu'on a calculé l'incertitude sur la pression car elle rentrera dans celle de

la masse volumique, cette grandeur est totalement indépendante de la mesure de la pression différentielle créée par l'orifice.

L'incertitude globale sur cette mesure dépend d'un certain nombre de facteurs cités ci-dessous :

- Incertitude liée à la précision de l'instrument (Précision du capteur)  $U_{ac}$  ;
- Incertitude liée à la dérive (drift) (Effet de la stabilité à long terme)  $U_d$  ;
- Incertitude liée à l'effet de l'alimentation électrique (Power supply)  $U_{ps}$  ;
- Incertitude liée à la température ambiante du site  $U_{temp}$  ;
- Incertitude liée à l'étalonnage de référence  $U_{cal}$  ;
- Incertitude liée à la tolérance de calibration (Tolérance d'étalonnage)  $U_{tol}$  ;
- Incertitude liée à la résistance de conversion  $U_{res}$  ;
- Incertitude liée au convertisseur  $U_{adc}$  ;
- Incertitude liée à la pression atmosphérique du site  $U_{pa}$  ;
- Incertitude lié au calculateur de débit  $U_{fcc}$ .

Les calculs seront résumés dans les tableaux suivants :

Les données	
Pression d'exploitation [bar]	70

Sources d'incertitude sur la pression	Incertitude U [bar]	Distribution	K	Incertitude type $u_i$	$C_i$	$(u_i * C_i)^2$
Incertitude liée à la précision de l'instrument (Précision du capteur)	0,0375	normale	2	0,01875	1	0,000351563
Incertitude liée à la dérive (drift) (Effet de la stabilité à long terme)	0,060	normale	2	0,03	1	0,0009
Incertitude liée à l'effet de l'alimentation électrique (Power supply)	0,024390244	normale	2	0,012195122	1	0,000148721
Incertitude liée à la température ambiante du site	0,04545	normale	2	0,022725	1	0,000516426
Incertitude liée à l'étalonnage de référence	0,0041	normale	2	0,00205	1	4,2025E-06
Incertitude liée à la tolérance de calibration (Tolérance d'étalonnage)	0,04	rectangulaire	1,73	0,023121387	1	0,000534599
Incertitude liée à la résistance de conversion	0,0041	rectangulaire	1,73	0,002369942	1	5,61663E-06
Incertitude liée au convertisseur	0,02	rectangulaire	1,73	0,011560694	1	0,00013365
Incertitude liée à la pression atmosphérique du site	-	rectangulaire	1,73	0	1	0
Incertitude liée au calculateur débit	0,00001	normale	2	0,000005	1	2,5E-11

En combinant toutes ces incertitudes, on obtiendra le tableau suivant :

Incertitude combinée $u_c(P)$	K	Incertitude élargie U(P) [bar]	$U^*(P)$ [%]
0,050938948	2	0,101877897	0,145539853

Donc, la mesure de pression est égale à :

$$P = 70 \text{ [bars]} \pm (0,145539853 \%).$$

### IX.3.3. Incertitude sur la mesure de température

La mesure de la température à l'amont et à l'aval du diaphragme se fait par un capteur de température. Les sous-incertitudes liées à la température sont :

- Incertitude liée à la précision de la sonde de température  $U_{rd}$  ;
- Incertitude liée à la précision base du capteur  $U_{da}$  ;
- Incertitude liée à l'effet de l'alimentation électrique  $U_{ps}$  ;
- Incertitude liée à la dérive des caractéristiques (stabilité) avec le temps  $U_d$  ;
- Incertitude liée à la température ambiante du site  $U_{tamb}$  ;
- Incertitude liée au calibrage du transmetteur  $U_{cal}$  ;
- Incertitude liée à l'installation du composant  $U_{inst}$  ;
- Incertitude liée à la tolérance de la résistance  $U_{res}$  ;
- Incertitude liée à la tolérance ADC  $U_{adc}$  ;
- Incertitude liée à la correction de la température amont  $U_{con}$ .

Après le calcul de l'incertitude sur la mesure de température, celle-ci ne doit pas y aller en dessous d'une certaine incertitude liée à la tolérance de calibration du transmetteur  $U_{tol}$ . Donc : L'incertitude élargie globale sera obtenue en effectuant un test logique sur la plus haute valeur obtenue entre  $U(T_1)$  et  $U_{tol}$ .

$$U(T) = \max(U_{T1}, U_{Tol})$$

Le calcul est détaillé dans ce qui suit :

Les données	
Température d'exploitation [°C]	60

Sources d'incertitude sur la mesure de température	Incertitude U [°C]	Distribution	K	Incertitude - type U <sub>i</sub>	C <sub>i</sub>	(U <sub>i</sub> *C <sub>i</sub> ) <sup>2</sup>
Incertitude liée à la précision de la sonde de température	0,15	normale	2	0,075	1	0,005625
Incertitude liée à la précision base du capteur	0,113	normale	2	0,05625	1	0,003164063
Incertitude liée à l'effet de l'alimentation électrique	0,003	normale	2	0,0015	1	0,00000225
Incertitude liée à la dérive des caractéristiques (stabilité) avec le temps	0,00813	normale	2	0,0040625	1	1,65039E-05
Incertitude liée à la température ambiante du site	-	normale	2	-	1	-
Incertitude liée au calibrage du transmetteur	-	normale	2	-	1	-
Incertitude liée à l'installation des composants	0,1	normale	2	0,05	1	0,0025
Incertitude liée à la tolérance de la résistance	-	rectangulaire	1,73	-	1	-
Incertitude liée à la tolérance ADC	0,026	rectangulaire	1,73	0,015028902	1	0,000225868
Incertitude liée à la correction de la température amont.	0,1000	normale	2	0,05	1	0,0025
Incertitude liée à la tolérance de calibration du transmetteur	0,182					

On obtiendra alors :

Incertitude combinée U <sub>c</sub> (T <sub>1</sub> )	K	Incertitude élargie U(T <sub>1</sub> ) [°C]	Incertitude élargie U*(T <sub>1</sub> ) [%]
0,118463852	2	0,236927705	0,394879508

Donc, la mesure de température est égale à :

$$T = 60 [^{\circ}\text{C}] \pm (0,394879508\%).$$

### IX.3.4. Incertitude sur la mesure de la masse volumique

La chromatographie est une méthode physico-chimique qui sert à séparer les différentes substances présentes dans un mélange –dans notre cas gazeux, et permet de définir leurs fractions molaires. Elle contient une incertitude sur les résultats qu'elle propose, ce qui se répercute sur l'incertitude de la masse volumique, étant donné que cette dernière est obtenue à partir du facteur de compressibilité, qui lui est calculé à partir d'un logiciel géré par l'AGA – 8, cette norme exige la composition exacte du gaz, ainsi que la température et la pression de service, donc à chaque fois qu'un seul composant dérive légèrement dans sa fourchette d'incertitude, la masse volumique change significativement, et son impact monétaire est assez considérable. Afin de considérer ces imperfections, on ne va nullement fermer les yeux sur le facteur de sensibilité, et il ne sera pas grossièrement égal à 1 comme on l'a considéré précédemment.

Le chromatographe fournit une erreur de mesure (incertitude élargie) sur chaque composant du gaz naturel, donc chaque composant représentera une source d'incertitude ; les erreurs sur la température et la pression sont calculé auparavant ; l'EOS est l'erreur sur la précision du logiciel calculant le facteur de compressibilité. Ce sont donc des sources d'incertitude dont le coefficient de sensibilité doit être calculé, en admettant qu'elles obéissent toutes à une loi de distribution de probabilités normale.

**Remarque :**  $C_i$  (EOS)=1 car cette grandeur ne participe pas au calcul de la masse volumique.

Comme on a vu dans la partie théorique, le coefficient de sensibilité se calcule par la manière suivante :

$$c_i = \frac{y(x_i^+) - y(x_i^-)}{2\delta x_i}$$

$x_i^+$  et  $x_i^-$  sont  $\bar{x}_i \pm \delta x_i$ , sachant que  $\bar{x}_i$  est le centre de la plage d'incertitude de mesure (la moyenne de l'intervalle), il sera égal à la fraction molaire du composant quand on considère le composant comme source d'incertitude, à 60°C quand c'est la température, et 70 bars quand c'est la pression ;  $\delta x_i$  est l'incertitude élargie de chaque source d'incertitude.

Et enfin  $y(x_i^\pm)$ , c'est la nouvelle masse volumique tenant compte de l'erreur  $\pm \delta x_i$ , on l'obtient en insérant à chaque fois dans le programme de l'AGA – 8 tous les  $\bar{x}_i$ , en remplaçant uniquement le  $\bar{x}_i$  de la source d'incertitude considérée par  $\bar{x}_i + \delta x_i$  et  $\bar{x}_i - \delta x_i$  respectivement. On obtiendra alors notre coefficient de sensibilité propre à chaque source.

A préciser que le  $\delta x_i$  est homogène dimensionnellement avec la mesure de sa grandeur, il est exprimé en pourcentage quand il s'agit d'un composant HC, en °C quand il s'agit de température, et en bars quand il s'agit de pression.

On aura alors :

Les données	
Conditions d'exploitation	
Pression [bar]	70
Température [°C]	60

Les données	
AGA8	
Z	0,8981
$\rho$ [Kg/m <sup>3</sup> ]	53,42

source	xi	δxi	X+	X-	ρ <sub>+</sub> [Kg/m <sup>3</sup> ]	ρ <sub>-</sub> [Kg/m <sup>3</sup> ]	K	ui	Ci	(Ci.ui) <sup>2</sup>
C1	85	0,08700	85,08700	84,91300	53,41	53,43	2	0,0435	-0,114942529	2,5E-05
C2	9,2	0,06900	9,26900	9,13100	53,45	53,39	2	0,0345	0,434782609	0,000225
C3	1,67	0,03500	1,70500	1,63500	53,45	53,39	2	0,0175	0,857142857	0,000225
I-C4	0,6	0,00900	0,60900	0,59100	53,43	53,41	2	0,0045	1,111111111	2,5E-05
N-C4	0,45	0,00900	0,45900	0,44100	53,43	53,41	2	0,0045	1,111111111	2,5E-05
I-C5	0,01	0,00900	0,01900	0,00100	53,44	53,4	2	0,0045	2,222222222	1E-04
N-C5	0,01	0,00900	0,01900	0,00100	53,44	53,4	2	0,0045	2,222222222	1E-04
C6+	0,0664	0,00300	0,06940	0,06340	53,42	53,42	2	0,0015	0	0
N2	1,05	0,00300	1,05300	1,04700	53,42	53,42	2	0,0015	0	0
CO2	2	0,00300	2,00300	1,99700	53,42	53,42	2	0,0015	0	0
He	0	0,00300	0,00300	-0,00300	53,42	53,42	2	0,0015	0	0
Pression	70	0,101877897	70,1018779	69,8981221	53,51	53,34	2	0,050938949	0,834332102	0,00180625
Température	60	0,236927705	60,23692771	59,7630723	53,36	53,48	2	0,118463853	-0,253241806	0,0009
EOS	-	0,05342	-	-	-	-	2	0,02671	1	0,000713424

Certains coefficients de sensibilité sont nuls car le programme AGA – 8 dont on dispose ne fournit que deux chiffres après la virgule. Après le calcul, on va obtenir :

Incertitude combinée $u_c(\rho)$	K	Incertitude élargie $U(\rho)$ [Kg/m <sup>3</sup> ]	Incertitude élargie $U^*(\rho)$ [%]
0,064379143	2	0,128758287	0,241030114

Donc la valeur de la masse volumique sera égale à :

$$\rho = 53,42 \left[ \frac{kg}{m^3} \right] \pm (0,241030114 \%).$$

### IX.3.5. Incertitude sur la mesure de la pression différentielle $\Delta P$

La mesure de la  $\Delta P$  se fait par un capteur de pression différentielle. L'incertitude sur cette mesure dépend de :

- L'incertitude d'étalonnage du transmetteur ;
- L'incertitude de la résolution de l'affichage ;
- L'incertitude liée à l'utilisation.

Les paramètres étant considérés comme indépendants, les coefficients de sensibilité, calculé par dérivation partielle seront tous égaux à l'unité,  $C_i = 1$ .

Les résultats des calculs seront affichés dans les tableaux suivants :

Données	
$\Delta P$ [Pa]	48000

Sources d'incertitude	Incertitude U [Pa]	distribution	K	$u_i$	$C_i$	$(u_i * C_i)^2$
Incertitude de calibrage	27,5	normale	2	13,75	1	189,0625
Incertitude de résolution (affichage)	10	rectangulaire	1,73	2,89017341	1	8,35310234
Incertitude lié à l'utilisation	54,9275	rectangulaire	1,73	31,75	1	1008,0625

D'où l'on va obtenir :

Incertitude combinée $U_c$ [Pa]	K	Incertitude élargie U ( $\Delta P$ ) [Pa]	$U^*(\Delta P)$ [%]
34,71999571	2	69,43999143	0,14466665

Donc, la mesure de la pression différentielle sera égale à :

$$\Delta P = 480 \text{ [mbars]} \pm (0,14466665\%)$$

### IX.3.6. Incertitude sur la mesure des diamètres de la rampe D et de l'orifice d

Le diamètre de la rampe est mesuré à l'aide d'un micromètre interne, il est obtenu en faisant la moyenne de 4 mesures différentes sur le pipe. L'incertitude sur la mesure du diamètre D dépend des facteurs suivants :

- Incertitude d'étalonnage du micromètre ;
- Incertitude de résolution du micromètre ;
- Incertitude due à l'utilisation du micromètre ;

L'utilisation d'une moyenne de quatre lectures réduira l'impact des incertitudes dues à la résolution et à l'utilisation du micromètre, mais le processus de calcul n'affectera pas l'incertitude due à l'étalonnage.

L'incertitude-type combinée moyenne des deux sources d'incertitude affectées par la répétition des mesures (utilisation et résolution du micromètre) sera calculée par la manière suivante :

$$u_{c\text{ moyenne}}(D) = \frac{\sqrt{(u_{res}C_1)^2 + (u_{util}C_2)^2}}{\sqrt{n}} = \frac{u_{c1}(D)}{\sqrt{4}}$$

L'incertitude-type combinée totale est donnée par la formule suivante :

$$u_c(D) = \sqrt{\sum (C_i u_i)^2} = \sqrt{(u_{c\text{ moyenne}}C_4)^2 + (u_{\text{étal}}C_3)^2} = \sigma(D)$$

Où :

$u_c(D)$  : Incertitude-type combinée sur la mesure du diamètre D [mm] ;

$\sigma(D)$  : Ecart type ;

$u_{c\text{ moyenne}}$  : Incertitude-type combinée de la moyenne des 4 lectures due à la résolution et à l'utilisation [mm] ;

$u_{\text{étal}}$  : Incertitude-type due à l'étalonnage du micromètre [mm] ;

n : Nombre de mesure.

Les sources d'incertitudes étant considérées comme indépendantes, les coefficients de sensibilité, calculés par dérivation partielle seront tous égaux à l'unité,  $C_i = 1$ .

Le diamètre de la plaque à orifice est mesuré de la même manière que le diamètre du pipe, en utilisant la même procédure mais avec un micromètre de plus petite taille. L'analyse et les étapes de calcul sont identiques à ceux utilisés pour calculer l'incertitude sur D.

Les résultats du calcul sont détaillés dans les tableaux suivant :

Les données	
D [mm]	d [mm]
438,15	317,857174

Les sources d'incertitude sur la mesure des diamètres D et d	Incertitude U [mm]	distribution	K	Incertitude standard $u_i$	$C_i$	$(C_i * u_i)^2$	$U_{c \text{ moy}}$
Incertitude d'étalonnage du micromètre	0,01	normale	2	0,005	1	0,000025	-
Incertitude de résolution du micromètre	0,01	rectangulaire	1,73	0,002890173	1	8,3531E-06	0,005958245
Incertitude lié à l'utilisation du micromètre	0,04	rectangulaire	1,73	0,011560694	1	0,00013365	

On obtiendra donc les résultats suivants :

$U_c$ totale	K	Incertitude élargie U (D, d) [mm]	$U^*(D)$ [%]	$U^*(d)$ [%]
0,007778219	2	0,015556437	0,003550482	0,00489416

D'où, la mesure sur le diamètre de la rampe sera égale à :

$$D = 438,15 \text{ [mm]} \pm (0,003550482 \text{ \%}).$$

Et celle du diamètre de l'orifice sera égale à :

$$d = 317,857174 \text{ [mm]} \pm (0,00489416 \text{ \%}).$$

### IX.3.7. Incertitude sur le coefficient de décharge C

L'incertitude relative de la valeur de C est choisie comme suit :

$$\begin{array}{ll}
 U(C)^* = (0,7 - \beta) \% & \text{si } 0,1 \leq \beta \leq 0,2 : \text{ qui n'est pas notre cas ;} \\
 U(C)^* = 0,5 \% & \text{si } 0,2 \leq \beta \leq 0,6 : \text{ qui n'est pas notre cas ;} \\
 U(C)^* = (1,667\beta - 0,5) \% & \text{si } 0,6 < \beta \leq 0,75 : \text{ qui est notre cas.}
 \end{array}$$

Si  $D < 71,12$  mm (notre D est supérieur), il convient d'ajouter de manière arithmétique l'incertitude relative suivante aux valeurs ci-dessus :

$$+0,9(0,75 - \beta) \left( 2,8 - \frac{D}{25,4} \right) \%$$

Si  $\beta > 0,5$  et  $Re_D < 10\,000$  (notre Re est supérieur à 10000), il convient d'ajouter de manière arithmétique l'incertitude relative suivante aux valeurs ci-dessus :

$$+ 0,5 \%$$

On aura donc :

Incertitude relative $U^*(C)$ [%]	Incertitude élargie $U(C)$
0,707438639	0,004212993

Notre coefficient de décharge C sera égal à :

$$C = 0,59552776 \pm (0,707438639 \%).$$

### IX.3.8. Incertitude sur le coefficient de détente $\varepsilon$

L'incertitude relative de la valeur de  $\varepsilon$ :

$$U^*(\varepsilon) = 3,5 \frac{\Delta P}{KP_1} \%$$

On aura simplement :

Incertitude relative $U^*(\varepsilon)$ [%]	Incertitude élargie $U(\varepsilon)$
0,018195603	0,000181489

Donc :

$$\varepsilon = 0,99743359 \pm (0,018195603\%).$$

## IX.4. Détermination de l'incertitude sur la mesure du débit massique

Après avoir diagnostiqué les instruments du système un par un, et déterminé l'erreur de mesure qu'ils peuvent causer, on essaiera de les assembler par toutes les méthodes qu'on a à disposition afin de calculer celle engendrée sur la mesure du débit massique. Parmi les résultats qu'on obtiendra, on considérera l'incertitude la plus élevée, c'est-à-dire le cas le plus défavorable. On approchera l'incertitude par trois méthodes, la première sera par une simulation de Monte Carlo, la deuxième sera une manière classique, la même procédure appliquée dans la partie précédente du chapitre en cours et enfin la troisième, qui est indiquée par l'ISO 5167.

### Récapitulatif des erreurs de toutes les sources d'incertitude

$P = 70 \pm 0,101877897$ bars	Avec	$\sigma(P) = 0,050938948$ bars;
$T = 60 \pm 0,236927705$ °C	Avec	$\sigma(T) = 0,118463852$ °C ;
$\rho = 53,42 \pm 0,128758287$ Kg/m <sup>3</sup>	Avec	$\sigma(\rho) = 0,064379143$ Kg/m <sup>3</sup> ;
$\Delta P = 480 \pm 69,43999143$ mbar	Avec	$\sigma(\Delta P) = 34,71999571$ mbar ;
$D = 438,15 \pm 0,015556437$ mm	Avec	$\sigma(D) = 0,007778219$ mm ;
$d = 317,857174 \pm 0,015556437$ mm	Avec	$\sigma(d) = 0,007778219$ mm.

Avec  $\sigma$  étant la densité de probabilité de la mesure du paramètre (son écart-type), égale à l'incertitude combinée. L'erreur sur la mesure de pression ne rentrera pas explicitement dans celle du débit massique, elle a servi à déterminer l'erreur sur la mesure de la masse volumique de service, qui, elle, va rentrer dans le calcul qui suivra.

### IX.4.1. Calcul de l'erreur sur la mesure du débit massique par la simulation de Monte Carlo

#### IX.4.1.1. Définition de la simulation de monte Carlo

La méthode de MONTE-CARLO désigne une famille de méthodes algorithmiques visant à calculer une valeur numérique approchée en utilisant des procédés aléatoires, c'est-à-dire des techniques probabilistes. Elle permet de reconstruire artificiellement un phénomène aléatoire en simulant un échantillon fictif de réalisations à partir d'hypothèses sur les variables aléatoires. Il faut donc définir les densités de probabilité de chaque grandeur d'entrée qui seront propagées pour obtenir la densité de probabilité de la variable de sortie.

La méthode de MONTE-CARLO est la technique la plus moderne, elle associe la méthode GUM à la puissance de calcul d'un ordinateur allié à un algorithme de simulation. C'est une technique qui est réservée à des processus d'essais ou d'analyses fastidieux (couteux en temps) et surtout à ceux qui ont déjà entamé une démarche traditionnelle car une valeur numérique ne veut pas dire grand-chose si elle ne peut pas être comparée à une autre technique d'estimation : les erreurs peuvent être grossières si le paramétrage est inadéquat.

#### IX.4.1.2. Application de la simulation de Monte Carlo sur notre problématique

L'équation générale s'écrit sous la forme :

$$Q_m = \frac{\varepsilon C}{\sqrt{(1 - \beta^4)}} \pi \frac{d^2}{4} \sqrt{2\rho\Delta P}$$

Les éléments de cette équation qui représentent des sources d'incertitudes sont :

- Le facteur de détente  $\varepsilon$  ;

- Le facteur de décharge C ;
- La masse volumique  $\rho$  ;
- Le différentiel de pression  $\Delta P$  ;
- Le diamètre de l'orifice d, sachant que la plaque se dilate sous l'effet de la température suivant l'équation :  $d' = d[1 + \lambda_d(T_{ser} - T_0)]$ ,  $\lambda_d$  étant le coefficient de dilatation thermique de la plaque, et  $T_0$  la température d'étalonnage ;
- Le diamètre intérieur de la rampe D, déterminé par l'équation :  $D' = D[1 + \lambda_D(T_{ser} - T_0)]$ ,  $\lambda_D$  : le coefficient de dilatation de la rampe ;
- Le rapport des diamètres  $\beta$ , étant donné que d'et D'sont désormais aléatoires.

La simulation de Monte Carlo dans notre cas consiste à générer un échantillon de scénarios plausibles, c'est-à-dire qu'on créera une population de valeurs aléatoires de chaque paramètre de mesure incertaine cité ci-dessus de manière à ce qu'on applique au-dessus une erreur de mesure, négative ou positive, se situant dans son intervalle d'incertitude. Plus les scénarios seront nombreux, plus on se rapprochera de la réalité et plus l'incertitude sur la mesure du débit massique sera exacte.

On choisira arbitrairement dix milles scénarios, chaque scénario contiendra une mesure incertaine de : d', D',  $\Delta P$ , C,  $\varepsilon$  et  $\rho$  ; Puis on calculera le débit massique résultant. Après avoir obtenu dix milles mesure possible de  $q_m$ , on va les soumettre à une loi de distribution normale de probabilités. Grâce à un ordinateur informatique, on déduira la densité de probabilités de la courbe qu'on obtiendra, et pour avoir un niveau de précision égal à 95%, on multipliera cette valeur par 2 afin d'obtenir l'incertitude de mesure sur le débit massique. Une fois cette dernière estimée, le concepteur prendra la décision de la diminuer encore si elle ne respecte pas la marche d'erreur exigée (en augmentant le nombre de capteurs), ou admettre que l'erreur obtenue est insignifiante, d'où garder l'appareillage tel qu'il est. Dix milles cas ne peuvent pas, bien évidemment, être calculés manuellement, pour cela, on se dirigera vers le tableur d'Excel utilisant l'option « utilitaire de données ».

#### IX.4.1.3. Comment simuler Monte Carlo sur Excel ?

1. Activer l'outil statistique : Bouton Office => Options Excel => Compléments => Atteindre=> cocher « Analysis Toolpak » et « Analysis ToolPak-VBA » => OK ;
2. Aller vers le menu « données » => « utilitaire d'analyse » dans la boîte d'analyse ;
3. Choisir « génération de nombres aléatoires » => OK ;

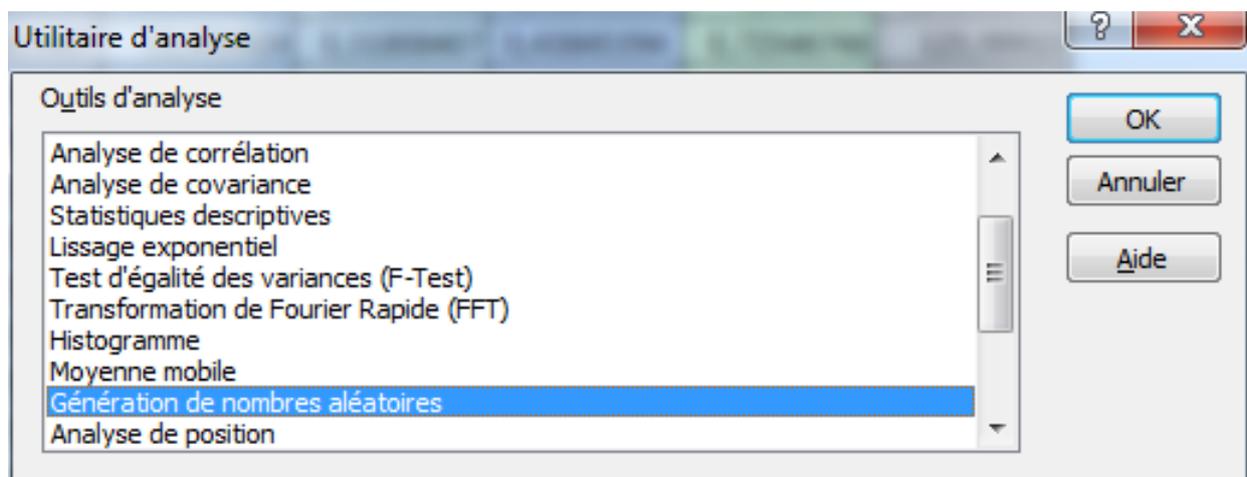


Figure 37: Utilitaire d'analyse d'EXCEL.

4. Remplir les cases par :

Figure 38: Génération de nombre aléatoires.

- Nombre de variables : 1 ;
- Nombre d'échantillons générés :10 000 ;
- Distribution : Normale ;
- Moyenne : insérer la moyenne de l'intervalle de mesure du paramètre considéré ;
- Ecart-type : insérer l'incertitude-type combinée de ce paramètre ;
- Sélectionner « plage de sortie » => insérer dans le champ de saisie la première case de la colonne dont vous voulez faire apparaître les mesures aléatoires de votre paramètre considéré.

5. Cliquer sur OK.

On répètera ces étapes (hormis la première) pour chaque paramètre, toute ligne correspondrait à un éventuel scénario dont on calculera le débit massique. L'échantillon donnera naissance à dix milles valeurs probables du débit massique.

Voici les vingt premiers scénarios générés sur le tableur Excel :

génération d'un échantillon de nombres aléatoires							Paramètres aux conditions de service			résultat
T [°C]	$\Delta P$ [bars]	C	$\varepsilon$	$d_0$ [m]	$D_0$ [m]	$\rho_0$ [kg/m <sup>3</sup> ]	$d'$ [m]	$D'$ [m]	$\beta$	$Q_m$ [kg/s]
59,9644333	48026,2	0,59497296	0,9973894	0,31785484	0,43814795	53,3886457	0,31807079	0,43836858	0,72557844	125,590919
59,8486407	47953,9148	0,59641186	0,99747173	0,31784724	0,43815326	53,4470577	0,31806256	0,43837326	0,72555192	125,869018
60,0289357	48017,4692	0,59212711	0,99735445	0,31785908	0,43813744	53,3638521	0,31807538	0,43835842	0,72560572	124,952641
60,151216	47967,0473	0,59684619	0,99748775	0,31786711	0,43815487	53,458424	0,31808407	0,43837653	0,72559558	126,016206
60,1419612	48003,73	0,59478775	0,99748342	0,3178665	0,43814727	53,4553537	0,31808342	0,43836888	0,72560675	125,626414
60,2053136	48007,0585	0,5942547	0,9974772	0,31787066	0,4381453	53,4509391	0,31808792	0,43836726	0,7256197	125,517486
59,7413238	48024,5254	0,59394556	0,99742028	0,31784019	0,43814416	53,4105572	0,31805493	0,43836355	0,72555057	125,385268
59,972258	48015,6484	0,5960879	0,9973604	0,31785536	0,43815207	53,3680759	0,31807135	0,43837274	0,72557282	125,784242
60,1297206	47958,1728	0,59488723	0,99714799	0,3178657	0,43814763	53,2173803	0,31808254	0,43836918	0,72560427	125,264777
59,8712653	47959,2889	0,59870754	0,99735659	0,31784873	0,43816174	53,365371	0,31806417	0,43838186	0,72554134	126,249278
59,9182358	48045,9264	0,59433502	0,99751875	0,31785181	0,4381456	53,4804142	0,31806751	0,43836597	0,72557527	125,603092
59,7997449	47972,375	0,59679483	0,99767267	0,31784403	0,43815468	53,5896148	0,31805908	0,4383744	0,72554209	126,163316
59,7812078	48010,6006	0,59748285	0,99747824	0,31784281	0,43815722	53,4516763	0,31805776	0,43837684	0,72553505	126,16977
59,8841862	48074,2037	0,59241725	0,99741404	0,31784957	0,43813851	53,4061308	0,31806509	0,4383587	0,72558178	125,133453
59,9083674	48053,2209	0,59756619	0,99731056	0,31785116	0,43815753	53,3327176	0,31806681	0,43837785	0,725554	126,091305
59,7491017	47959,5824	0,59362342	0,9973636	0,3178407	0,43814297	53,3703483	0,31805548	0,43836241	0,72555373	125,179093
59,9327214	47988,8994	0,59419991	0,99749612	0,31785276	0,4381451	53,4643597	0,31806854	0,43836555	0,72557831	125,479522
59,952135	48029,7838	0,59983991	0,99748012	0,31785404	0,43816592	53,4530117	0,31806992	0,43838649	0,7255468	126,70589
60,0159752	48007,6031	0,59504042	0,99748518	0,31785823	0,4381482	53,4566031	0,31807446	0,43836912	0,72558592	125,676694
59,9567023	48019,9655	0,59573168	0,99735704	0,31785434	0,43815075	53,3656879	0,31807024	0,43837134	0,72557262	125,710588

On choisira une cellule Excel pour calculer l'écart-type de la colonne des débits massiques, puis on le multipliera par deux pour obtenir l'incertitude.

q <sub>m</sub> nominal [Kg/s]	125,530748
variance	0,19923521
écart-type	0,44635772
incertitude (%)	0,7111528

#### IX.4.1.4. Résultats

Donc, la valeur du débit massique avec intervalle d'incertitude est :

$$q_m = 125,530748 \left[ \frac{kg}{s} \right] \pm (0,7111528\%).$$

D'après l'approche simulatrice de Monte Carlo, la marge d'erreur est respectée, et les transactions peuvent se faire réglementairement.

#### IX.4.2. Calcul de l'incertitude sur le débit massique par le biais de l'AGA -3, application classique des lois de l'incertitude

Dans cette partie, on va considérer chaque élément étant une source d'incertitude, et le mesurande étant l'incertitude sur le débit massique. Chaque incertitude combinée de chaque paramètre va devenir son incertitude-type, et on procédera de la même manière qu'on a déterminé l'erreur de mesure sur chaque source d'incertitude. Les Ci seront calculés d'une manière purement arithmétique, c'est-à-dire qu'on remplacera à chaque fois le paramètre considéré avec son incertitude de mesure dans l'équation générale afin de calculer la valeur du débit massique, Ci représenteront le gradient de q<sub>m</sub> par rapport à l'incertitude-type.

On résumera les calculs dans le tableau suivant :

sources d'incertitudes	symboles	dx	x+	x-	Qm(x+)	Qm(x-)	k	ci	ui	ci*ui	(ci*ui) <sup>2</sup>	
ΔP	ΔP	70	48070	47930	125,6222464	125,439181	2	0,00130761	35	0,04576643	0,002094566	
calibrage d	d	1,55564E-05	0,31787273	0,31784162	125,5477425	125,513754	2	1092,4293	7,77822E-06	0,00849715	7,22016E-05	
calibrage D	D	1,55564E-05	0,43816556	0,43813444	125,5273326	125,534162	2	-219,502454	7,77822E-06	-0,00170734	2,915E-06	
dilatation thermique d'	d' =f(T) °C	0,236927704	0,3180746	0,31763975	125,7685346	125,293495	2	1,00249897	0,118463852	0,11875989	0,014103911	
dilatation thermique D'	D'=f(T) °C	0,236927704	0,43837214	0,43792786	125,4820776	125,579597	2	-0,20579891	0,118463852	-0,02437973	0,000594371	
Coefficient de décharge	C	0,004212994	0,59974075	0,59131477	126,4188	124,642694	2	210,789077	0,002106497	0,444402656	0,197159585	
coefficient de détente	ε	0,000181489	0,99761508	0,9972521	125,5535879	125,507906	2	125,853739	9,07445E-05	0,01142053	0,000130429	
masse volumique	ρ	0,12875828	53,5487583	53,2912417	125,6819393	125,379372	2	1,17494233	0,06437914	0,07564178	0,005721678	
										Σ(ci*ui) <sup>2</sup>	0,219879657	
										incertitude combinée	uc	0,468913272

On obtiendra dans ce cas :

Incertitude élargie	U (kg/s)	0,937826545
Incertitude relative	U* (%)	0,747089107

$$q_m = 125,530748 \pm (0,747089107\%).$$

D'après cette méthode, on conclut que l'incertitude élargie sur le débit massique est au voisinage de 0,74%, strictement inférieure à 1, cette valeur est très proche que celle retrouvée dans la première méthode, ce qui confirme la crédibilité de la simulation de Monte Carlo, il reste à la vérifier par la troisième méthode, celle certifiée par la norme ISO 5167.

**IX.4.3. Calcul de l'incertitude sur le débit massique par la norme ISO 5167**

La formule pratique de calcul de l'incertitude sur le débit-masse  $q_m$  est donnée par l'Équation suivante :

$$\frac{\delta q_m}{q_m} = \sqrt{\left(\frac{\partial C}{C}\right)^2 + \left(\frac{\partial \varepsilon}{\varepsilon}\right)^2 + \left(\frac{2\beta^4}{1-\beta^4}\right)^2 \left(\frac{\partial D}{D}\right)^2 + \left(\frac{2}{1-\beta^4}\right)^2 \left(\frac{\partial d}{d}\right)^2 + \frac{1}{4} \left(\frac{\partial \Delta P}{\Delta P}\right)^2 + \frac{1}{4} \left(\frac{\partial \rho}{\rho}\right)^2}$$

Où :

$\frac{\delta q_m}{q_m}$  : Incertitude relative du débit massique  $U(Q_m)^*$  [%] ;

$\frac{\partial C}{C}$  : Incertitude relative du coefficient de décharge  $U(C)^*$  [%] ;

$\frac{\partial \varepsilon}{\varepsilon}$  : Incertitude relative du coefficient de détente  $U(\varepsilon)^*$  [%] ;

$\frac{\partial D}{D}$  : Incertitude relative du diamètre de la rampe  $U(D)^*$  [%] ;

$\frac{\partial d}{d}$  : Incertitude relative du diamètre de l'orifice  $U(d)^*$  [%] ;

$\frac{\partial \Delta P}{\Delta P}$  : Incertitude relative de la pression différentielle  $U(\Delta P)^*$  [%] ;

$\frac{\partial \rho}{\rho}$  : Incertitude relative de la masse volumique  $U(\rho)^*$  [%].

Comme on l'a admis précédemment, la mesure du débit massique suit une loi de distribution normale de probabilités, donc le coefficient de couverture sera égal à 2.

Les données							
$U^*(C)$ [%]	$U^*(\varepsilon)$ [%]	$U^*(D)$ [%]	$U^*(d)$ [%]	$U^*(\Delta P)$ [%]	$U^*(\rho)$ [%]	$\beta$	$Q_m$ [Kg/s]
0,70743864	0,0181956	0,00355048	0,00489416	0,14466665	0,24103011	0,72545287	125,530748

Le résultat final est :

Incertitude combinée écart type	0,46886075
Incertitude élargie $U(q_m)$ [Kg/s]	0,9377215
Incertitude relative $U^*(q_m)$ [%]	0,74700542

D'après ISO 5167 :

$$q_m = 125,530748 \pm (0,74700542\%).$$

Ce qui revient à la même valeur de l'incertitude, qui est égale à 0,74%.

### **IX.5. Conclusion**

D'après les trois approches qu'on a utilisées, le pire des cas donnait pour résultat une incertitude sur la mesure de  $q_m$  égale à 0,74%, qui est inférieure à 1%. Cette erreur est tolérée lors de la comptabilisation et la facturation de quantités de gaz livrées aux clients ou en transit car la précision exigée est atteinte.

## CONCLUSION GENERALE

A la fin de cette étude, nous avons pu atteindre les objectifs tracés. Tout d'abord, nous avons mis au point un système de comptage de gaz naturel à diaphragme pour le gazoduc GZ5, cela en se basant sur la norme française de conception de débitmètres à diaphragme ISO 5167.

Cette conception comprend la détermination de l'épaisseur des rampes du banc afin d'éviter d'éventuels éclatements, elle contient aussi les dimensions de la plaque à orifice, qui s'accommodent aux conditions de service et au débit de transit, ainsi que les longueurs droites en amont et à l'aval du diaphragme afin d'atteindre la précision voulue lors du comptage.

Mais avant d'entamer le dimensionnement, on devait passer par une étape majeure qui est la détermination de la masse volumique de ce flux de gaz qui transite, donc nous avons utilisé deux normes américaines pour le calcul du facteur de compressibilité, l'AGA 8 et l'AGA NX-19. Ces deux approches ont donné des résultats assez proches, mais en faisant une étude technico-économique, on a constaté que l'écart entre ces deux masses volumiques sur une année engendrait des pertes financières élevées, il s'agit de millions de Dollars, donc, on a opté pour celle qu'on estime la plus économique, et c'était l'AGA 8.

Une déformation permanente de la plaque à orifice causera une modification ses dimensions, ce qui faussera la mesure du débit véhiculé. La norme AGA – 3 nous a permis de déterminer la limite de plastification de la plaque à orifice suite à un différentiel de pression, selon cette limite, on a choisi une épaisseur de la plaque à orifice qui nous éloignera de la zone plastique.

Après un dimensionnement, une optimisation est toujours nécessaire, le huitième chapitre a eu pour objet de vérifier si nos prédictions sur le choix du nombre de rampes, de la pression différentielle et du diamètre des rampes étaient les meilleures, cela en minimisant un fonctionnel qui représentait les coûts de mise en œuvres ajoutés à ceux d'une exploitation annuelle. L'outil de résolution était le solveur d'Excel, nous sommes tombés sur les mêmes estimations initiales, c'est-à-dire, quatre rampes en marche et une en redondance, une chute de pression de 480 mbar et un diamètre externe de 18''.

Le dernier chapitre a traité une problématique très délicate, est celle de l'incertitude de mesure sur le débit massique. Etant donné que notre gazoduc transporte une marchandise à livrer, il est donc nécessaire d'évaluer précisément la quantité exportée, en se fixant une marge d'erreur à ne pas dépasser, accordée par le vendeur et le client. La convention transactionnelle sur le débit massique pour le gaz naturel est de 1%, c'est-à-dire que toutes les erreurs de la station de comptage ne devraient pas dépasser cette valeur. On a essayé d'identifier toutes les sources d'incertitude, et les englober en une seule en utilisant trois approches indépendantes l'une de l'autre ; La principale était la simulation de Monte Carlo qui consiste à créer une infinité d'échantillons aléatoires, la seconde était basée sur la norme ISO 5168, et la dernière était issue de la norme de dimensionnement, l'ISO 5167, qui indiquait l'erreur de mesure suite à un dimensionnement quelconque dont elle est la source. Toutes ces approches donnaient une incertitude qui fluctuait autour de 0,73%, d'où, notre système respecte les exigences transactionnelles posées.

## Sources bibliographiques

- [1] **A. AICHOUNE.** Conception Optimale d'un Système de Comptage Transactionnel et Fiscal de Gaz Naturel/ Département Comptage, Sonatrach/Activité Transport par Canalisations, Baraki - Sidi Arcine.
- [2] **A. CHEBOUBA.** Cours de transport gaz/Université de BOUMERDES/Faculté des hydrocarbures et de la chimie/Département Transport et Equipements des Hydrocarbures.
- [3] **AFNOR/ Norme Française de Normalisation. NF EN ISO 5167** « *Mesure de débit des fluides au moyen d'appareils déprimogènes insérés dans des conduites en charge de section circulaire* » partie 1 et 2, dernière version de JUIN2003.
- [4] **AFNOR/ Norme Française de Normalisation. ISO 5168:2005** « *Measurement of fluid flow- Procedures for the evaluation of uncertainties* », Second edition JUNE 2005.
- [5] **AGA 3/ Guidelines for Using High Differential Pressures for Measuring Natural Gas with Orifice Meters**, from « *Manual of Petroleum Measurement Standards Chapter 14-Natural Gas Fluids Measurement Section 3-Concentric, Square-Edg Orifice Meters Part 2-Specification and Installation Requirements* » Fourth Edition, APRIL 2000.
- [6] Application **FLWSOLV AGA 8:1994** ( <http://www.flwsolv.com/> ).
- [7] Cours mécanique des fluides 2013-2014/Université de Rabat/Faculté des sciences/Spécialités SVT-STU.
- [8] Conception et Fabrication d'appareil de Mesure -**Groupe DELTAFLUID-** (<http://www.deltafluid.fr/>).
- [9] Cours mécaniques des fluides sur : <http://www.mecaflux.com/> .
- [10] Débitmètre à ultrason -**Groupe -KROHNE-** (<http://krohne.com/>).
- [11] **J.E SAUDRAIS.** Cours mécanique des fluides/PDF.
- [12] **L.JEZEQUEL.** BTS Chimie-Lycée Coeffi-Baie Mahault.
- [13] Mesure de Volume à Ultrason - **Groupe ZENNER-** (<https://www.compteurs-zenner.fr/>).
- [14] **M.GUEMANA.** « *MESURE DES GROS DEBITS DE GAZ CONTRIBUTION VENTURI-TUYERES A COL SONIQUE* » ; Thèse de Magister/Université de BOUMERDES/Faculté des hydrocarbures et de la chimie/Département Transport et Equipements des Hydrocarbures/Promotion 2002.
- [15] Note calcul incertitude globale du système de comptage transactionnel de gaz naturel du PDM63 installé sur le site de SKIKDA.

**[16] S.AIT HAMOUDA et L.SEHIB** « *DIMENSIONNEMENT D'UN SYSTEME DE COMPTAGE TRANSACTIONNEL A DIAPHRAGME & ANALYSE DE L'OPPORTUNITE D'UN REMPLACEMENT PAR UN DISPOSITIF DE COMPTAGE A ULTRASON* », mémoire de fin d'étude/Université de BOUMERDES/Faculté des hydrocarbures et de la chimie/Département Transport et Equipements des Hydrocarbures/Promotion 2014-2015.

**[17] S. MEFTAH.** Cours de thermodynamique destiné aux filières d'ingénieur/Université de BOUMERDES/Faculté des hydrocarbures et de la chimie/Département Transport et Equipements des Hydrocarbures.

**[18]** Site de recherche : <https://fr.wikipedia.org/> .