

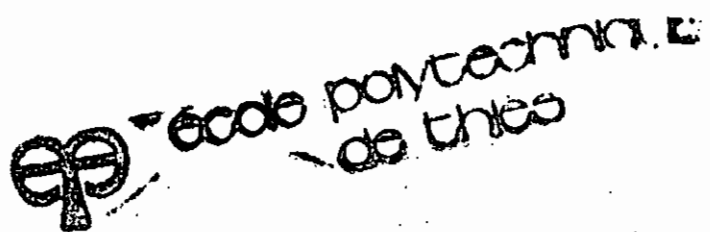
Ecole Polytechnique de Thies

Departement Genie
Mecanique

Gm. 0423

PROJET DE FIN D'ETUDES

Titre : Distribution de gaz



Directeur de Projet:
Janusz Znamierowski

Auteur:
Mamadou C. Ndiaye
5^e année Génie Mécanique
Mai 81

Je dédie ce projet à ma mère, à mon défunt père et à tous mes amis.

Table des matières

Remerciements	6
Sommaire	66
Introduction	1
Chapitre I : Etude du produit	
I-1 Introduction	3
I-2 Caractéristiques à l'état liquide	3
I-3 Caractéristiques à l'état gazeux	5
Chapitre II : Choix de forme géométrique optimale	
II-1 Introduction	6
II-2 Hypothèses	7
II-3 Réservoir cylindrique	17
II-4 Réservoir sphérique	11
II-5 Discussion	11
Chapitre III : Procédé de fabrication	
III-1 Choix du procédé	14
III-2 Assemblage par soudage	16
Chapitre IV : Design de la sphère et des supports	
IV-1 Choix de matériau	18
IV-1-1 Température	18

IV-1-2	Corrosion	18
IV-1-3	Procédé de fabrication	19
IV-1-4	Choix proprement dit	19
IV-2	Design de la sphère	
IV-2-1	Dimensionnement	19
IV-2-1-1	Diamètre	19
IV-2-1-2	Épaisseur de la sphère	20
IV-2-2	Résistance de la sphère	22
IV-3	Design des supports	24
IV-3-1	Poids du récipient et son contenu	24
IV-3-2	Effets du vent	25
IV-3-3	Design	26
	Chapitre V. Système de distribution	
V-1	Introduction	33
V-2	Les accessoires	33
V-2-1	Accessoires de mesure	33
V-2-2	Accessoires de sécurité	34
V-3	Design des pipes	35
V-3-1	Matériaux	35
V-3-2	Hypothèses	35
V-3-3	Pertes de charge	35
V-4	Choix des pompes	37

Conclusion et recommandations	39
Annexes	
- Dessin de la suspension	41
- Schéma du système de distribution	43
- Bibliographie	45
- Références	46

REMERCIEMENTS

Je remercie mon directeur de projet Monsieur JANUSZ ZNAMIEROWSKI de toute l'aide qu'il m'a apportée lors de la réalisation de ce document. Je n'oublie pas Monsieur MAURICE DESMARQUEST professeur à l'école polytechnique de thies, pour les entretiens fructueux qu'il m'a accordés.

Mes remerciements vont également à Monsieur MAMA DOU DIOP chef du service DEVELOPPEMENT à la société Africaine de Raffinage (S.A.R) et à Monsieur PAUL CARVALO au service CONTROLES ET METHODES à la SAR, pour leur entière disponibilité et leur franche collaboration.

SOMMAIRE

Ce présent projet traite de la distribution de gaz. Il porte sur le choix de forme géométrique optimale pour les réservoirs de stockage; le calcul de leur résistance, le calcul de la suspension; le choix de matériaux et du procédé de fabrication; le calcul de la tuyauterie.

Notre étude a surtout été bibliographique. Elle ne se veut pas très complète car nous ne disposons pas de tous les paramètres, cela nécessiterait une étude plus poussée. Cependant, mis à part l'intérêt académique, elle peut servir d'avant projet à une véritable réalisation.

INTRODUCTION

Le gaz fait désormais partie de la vie quotidienne des sénégalais. Pour les petits consommateurs, tels les artisans, la distribution se fait par des réservoirs mobiles qui sont les bouteilles. Ce mode d'approvisionnement engendre des frais de maintenance et des risques d'accident par la chute de bouteilles.

Pour les grands consommateurs la distribution se fait en vrac. Le client dispose d'une citerne à domicile et l'alimentation se fait par des camions citernes. Ce mode de stockage présente quelques avantages.

économiques : - suppression des frais de maintenance
 - utilisation effective de tout le gaz :
 suppression des pertes, par retour des bouteilles incomplètement vidées.

techniques : - la capacité totale du stockage central est à tout moment, à la disposition de chaque point d'utilisation
 - on peut obtenir tous les débits désirables.

Il est donc important de mettre en oeuvre cet ap-

pareil de distribution composé du réservoir et des cana-
lisations qui en partent.

CHAPITRE I

ETUDE DU PRODUIT

I-1 INTRODUCTION

Les gaz dont on va tenir compte dans notre étude sont les gaz de pétrole liquéfiés, le propane et le butane. Comme leur nom l'indique ils sont tirés du pétrole. Ce sont des gaz commerciaux c'est-à-dire qu'ils sont un mélange de plusieurs gaz.

Le propane de formule chimique C_3H_8 est un hydrocarbure saturé, gazeux à la pression atmosphérique à la température ambiante et qui se liquéfie à la pression atmosphérique à $-40^\circ C$.

Le butane de formule chimique C_4H_{10} est un hydrocarbure saturé naturellement liquide à la pression atmosphérique vers $0^\circ C$.

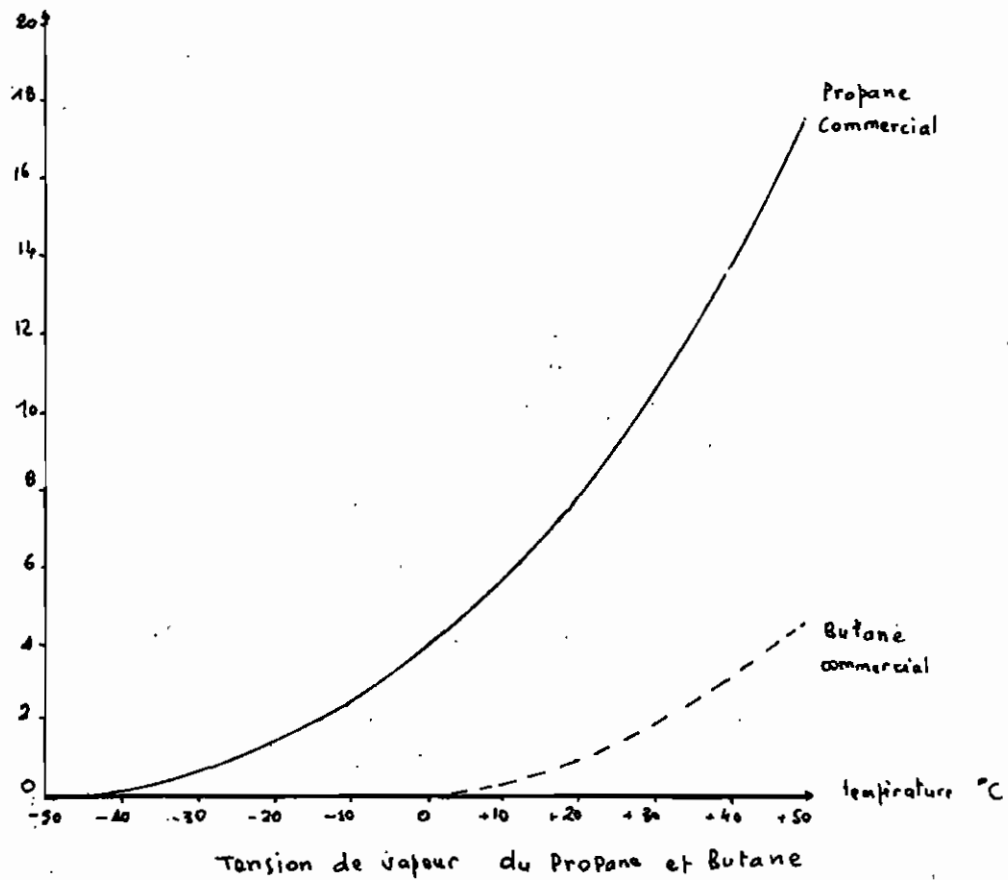
Les gaz de pétrole liquéfiés sont stockés et distribués à l'état liquide et utilisés surtout à l'état gazeux.

I-2 CARACTERISTIQUES A L'ETAT LIQUIDE

Butane et propane se liquéfient sous une pression variable qui dépend uniquement de la température.

Les courbes de tension de vapeur donnent en fonction de la température, la pression à laquelle ces deux gaz passent de la phase liquide à la phase gazeuse.

pressions relatives (bars)



Dans les récipients qui les contiennent ils se présentent sous deux phases : une phase gazeuse et une phase liquide. L'ensemble est à une pression déterminée par la température et absolument indépendante de la quantité du liquide. Les gaz de pétrole liquéfiés sont notablement dilatables. Les récipients ne seront donc jamais remplis à cent pour cent. Le taux maximal de remplissage est fixé par la réglementation. Pour le propane, par exemple, à moins cinq degrés le taux de remplissage

maximum est de 84 % du volume de la citerne. A 30°C ce taux monte à 93%.

Ils sont plus légers que l'eau; la masse volumique à 15°C du propane et du butane sont respectivement 0.502 kg/l et 0.559 kg/l.

I.3 CARACTERISTIQUES A L'ETAT GAZEUX

ILs sont plus lourds que l'air. A 0°C sous une pression de 760 mm de mercure, la masse spécifique du propane est de 1.966 kg/m³, celle du butane 2.591 kg/m³.

La viscosité du propane et du butane gazeux est très faible. Ils traversent facilement les plus fines porosités.

CHAPITRE II

CHOIX DE FORME GEOMETRIQUE OPTIMALE

II-1 INTRODUCTION

La forme et la conception des gazomètres ont évolué en fonction des problèmes à résoudre et des pressions de service des installations.

Les premiers gazomètres consistaient en une cloche métallique flottant sur une cuve à eau et suspendue à des contre-poids par des cables passant sur des poulies. Par la suite la nécessité d'accroître la capacité des gazomètres sans augmenter démesurément leur diamètre conduisit à superposer plusieurs cloches s'emboitant les unes dans les autres et guidées par des galets de roulement. Mais ces dernières étaient colossales et posaient des problèmes de fondation. C'est ainsi que les gazomètres à cuve furent abolis et futard apparurent des gazomètres cylindriques.

De nos jours où les capacités et les pressions de stockage ne cessent de s'accroître et où la mode est à l'économie on a opté pour des réservoirs légers, résistants et à grande capacité. Les formes les plus couramment utilisées sont la forme cylindrique et la forme sphérique

A partir des contraintes que la pression interne exerce sur les parois des réservoirs on va essayer un choix de forme géométrique.

II-2 HYPOTHESES

On suppose :

- une pression uniforme
- des réservoirs à paroi mince idéaux dont les parois agissent comme une membrane c'est à dire qu'elles ne sont pas l'objet de flexion.

- les contraintes de tension et de compression existant dans les parois sont uniformément réparties sur l'épaisseur des parois.

- les charges, contraintes et déformations sont symétriques par rapport à l'axe du cylindre pour un réservoir cylindrique et par rapport au centre de la sphère.

II.3 RESERVOIR CYLINDRIQUE

Si on isole un élément de cylindre en faisant passer deux plans perpendiculaires à l'axe et un plan parallèle à l'axe on obtient la figure (21.6)

Les conditions de symétrie excluent les contraintes de torsion dans le plan des sections. car ces dernières cause-

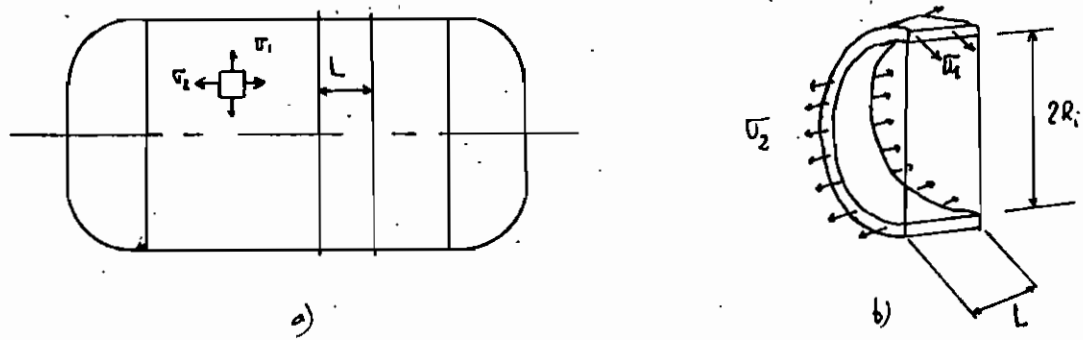


fig 2-1

raient une distorsion incompatible. Par conséquent les seules contraintes existant sont les contraintes normales. σ_1 et σ_2 qui sont les contraintes principales. Le produit de ces contraintes par les surfaces respectives sur lesquelles elles agissent équilibre la pression interne sur l'élément de cylindre. Si R_i est le rayon intérieur et p la pression intérieure on peut calculer la force sur une surface infinitésimale $L R_i d\phi$ (ϕ étant un angle infinitésimal) causée par la pression qui agit normalement à la paroi. fig 2-1 c)

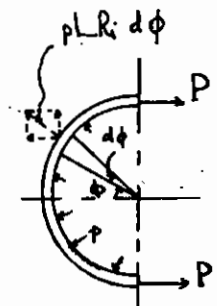


fig 2-1 c)

La force s'écrit $p L R_i d\phi$

La composante horizontale s'écrit $pL R \cos \phi d\phi$
 D'où la force totale de résistance $2P$ qui agit sur le segment de cylindre sera

$$2P = 2 \int_0^{\frac{\pi}{2}} pL R \cos \phi d\phi = 2pLR$$

En tenant compte de la symétrie une moitié de cette force s'applique à la partie supérieure du segment, l'autre à la partie inférieure. On remarque que les contraintes σ_2 parallèles à l'axe n'entrent pas en jeu c'est pourquoi on n'en a pas tenu compte dans l'intégration.

Au lieu de calculer la force $2P$ causée par la pression intérieure par intégration, on la trouve plus facilement. En effet les deux forces P équilibrent la force développée par la pression intérieure p qui agit perpendiculairement à la surface projetée A_1 du segment de cylindre sur le plan diamétral. A_1 a pour valeur $2RiL$ ce qui fait

$$2P = A_1 p = 2RiLp$$

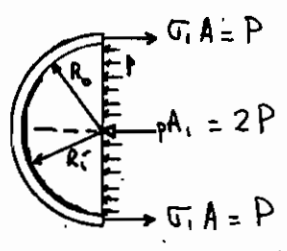


Fig 2-1 d)

Cette force est équilibrée par les forces développées dans le ma-

matériau dans les coupes longitudinales. Si R_o est le rayon extérieur du cylindre la surface des deux coupes longitudinales est $2A = 2L(R_o - R_i)$. En plus si la contrainte normale moyenne agissant sur la coupe longitudinale est σ_1 , la force résistée par les parois du cylindre est $2L(R_o - R_i)\sigma_1$. En égalisant les deux forces et en posant $R_o - R_i = t$ l'épaisseur des parois, on tire la contrainte circonférentielle

$$2L(R_o - R_i)\sigma_1 = 2R_i L p$$

$$\sigma_1 = \frac{R_i p}{t}$$

L'autre contrainte normale agit dans le sens longitudinal. Passons une section perpendiculaire à l'axe du cylindre. On obtient la figure suivante..

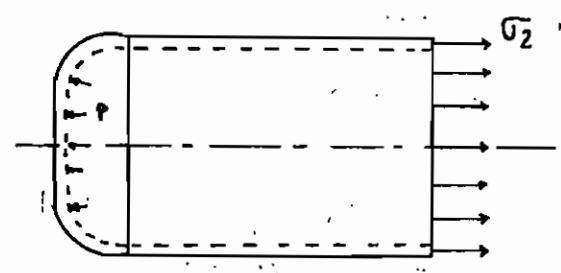


Fig. 2-1 e)

La force développée par la pression intérieure est $p\pi R_i^2$. La force développée par la contrainte longitudinale σ_2 s'écrit:

$$\sigma_2 (\pi R_o^2 - \pi R_i^2)$$

Egalisons ces deux forces...

$$p\pi R_i^2 = \sigma_2 (\pi R_o^2 - \pi R_i^2)$$

$$\sigma_2 = \frac{pR_i^2}{R_o^2 - R_i^2} = \frac{pR_i^2}{(R_o + R_i)(R_o - R_i)}$$

En posant $R_o - R_i = t$ l'épaisseur des parois du cylindre et comme ces parois sont minces on a $R_o \approx R_i \approx R$ on tire

$$\sigma_2 = \frac{pR}{2t}$$

II-4. RESERVOIR SPHERIQUE

Par un raisonnement analogue on détermine les contraintes dans la sphère. Le centre de la sphère étant un centre de symétrie toute section à travers ce point donne le même résultat. A cause de cette symétrie les contraintes principales qui agissent sur un élément de sphère sont égales.

$$\sigma_1 = \sigma_2 = \frac{pR}{2t}$$

II-5 DISCUSSION

L'étude des contraintes principales, dues à la pression intérieure, dans les deux genres de réservoir montre que pour un même diamètre, une même pression intérieure la contrainte maximale appliquée aux parois de la sphère est la moitié de celle dans le réservoir cylindrique.

Cela peut signifier que les parois de la sphère offrent une meilleure résistance à la pression.

Une discontinuité de la membrane a lieu à la jonction de la virole et du fond. Sous l'action de la pression interne, la virole tend à subir une expansion différente de celle des fonds, à cause des différences dans les contraintes. L'incompatibilité des déformations crée des contraintes de flexion et de cisaillement au voisinage des joints.



fig 2.3

Toutes ces considérations font que le réservoir cylindrique semble plus risqué que le réservoir sphérique.

Ce critère de choix ne se veut pas absolu. Il en existe peut-être d'autres plus élaborés, qui nécessitent une étude plus poussée. Les gaz étant très dilatés avec la température, on doit s'attendre à de fréquentes surpressions qui engendrent des pertes de gaz par respiration par les soupapes de sécurité. L'élévation de la température du gaz étant

liée à la surface extérieure du réservoir, la sphère, pour une capacité donnée, offrant la plus petite surface extérieure occasionnerait moins de pertes.

Cependant la sphère a un handicap pas négligeable: sa mise en oeuvre est plus complexe.

CHAPITRE III

PROCEDE DE FABRICATION

III.1 CHOIX DU PROCEDE

De plus en plus les réservoirs à gaz sont soudés plutôt que d'être assemblés par rivetage ou boulonnage. En effet rivetage et boulonnage présentent un certain nombre d'inconvénients :

- mauvaise étanchéité due au fait que le diamètre du boulon ou du rivet est légèrement inférieur à celui du trou.
- ils n'offrent pas une continuité dans la matière.
- nécessitent un supplément appréciable de matière : recouvrements, couvre-joints, rivets, boulons.

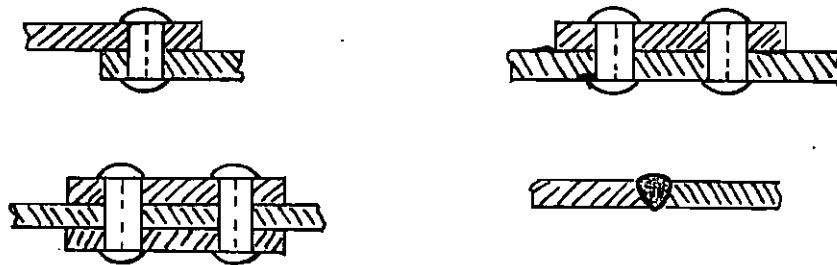


Fig 3-1 Rivetage et soudure

Ces quelques croquis, représentant les cas les plus simples montrent déjà la complication d'une rivure par comparaison avec

une soudure bout à bout.

- en construction rivée la section des tôles dans le calcul de résistance est leur section totale diminuée de celle des trous de rivets. En construction soudée, c'est leur section pleine. Aussi peut on souvent utiliser des éléments de section moindre, d'où une économie supplémentaire de matière et de poids.

- sont moins économiques et moins rapides d'exécution. En effet les frais de traçage, de perçage des trous de rivets, de chauffage et de pose des rivets eux mêmes, de mâtage éventuel (étanchéité), de préparation et d'ajustage des recouvrements et des couvre-joints, dépassent largement dans la quasi totalité des cas, l'ensemble des frais de préparation et d'assemblage de la construction soudée correspondante.

- Du point de vue de la durée, les soudures bout à bout tiennent mieux vis-à-vis de la corrosion et de la fatigue, parce que ces soudures constituent un ensemble monolithique, et qu'elles travaillent généralement à la traction et non au cisaillement comme les rivures.

- Du point de vue esthétique les assemblages soudés présentent un aspect plus net et moins chargé.

scissors icon *écrits par technique*
le 11/10

III-2. ASSEMBLAGE PAR SOUDAGE

En général, les soudures aboutées sont employées pour l'assemblage des récipients à pression. Le soudage se fait à l'arc. Les rives des tôles doivent être lisses. Les tôles devant être assemblées sont alignées, accostées et maintenues en position au cours du soudage par des barres ou des vérins, des serre-joints ou par des points de soudure. Pour assurer une meilleure fusion et une pénétration complète on peut chanfreiner les bords à souder.

La résistance du cordon de soudure étant dans la plupart des cas inférieure à celle de la tôle sans soudure, il est établi un coefficient de joint, qui est le rapport de la résistance de la tôle sur celle de la soudure. Ce coefficient augmente avec la qualité du soudage. Il dépend du type de joint et le degré de contrôle de la soudure. Ce dernier se fait par radiographie. Elle peut être totale, partielle ou inexistante. En général on prend pour fin de calcul un coefficient de joint de 0.85.

Les joints bout à bout doivent être soudés avec une pénétration complète et saine. Ils ne doivent pas présenter de manques d'épaisseur, de canivâux, bourrelets, morsures d'arc ou reliefs abrupts. Un relief abrupt à la surface voisine de la tôle

engendre des concentrations de contraintes par effet d'entaille qui affaiblissent le joint.

L'échauffement très localisé, suivi de refroidissement engendre dans la soudure et dans son voisinage immédiat des tensions internes dues au retrait du métal. On peut diminuer ces tensions en chauffant de chaque côté de la soudure une zone assez large. Ce traitement de relaxation peut être supprimé par un préchauffage des éléments avant de les souder.

CHAPITRE IV

DESIGN DE LA SPHERE ET DES SUPPORTS

IV-1 CHOIX DE MATERIAU

Le choix d'un matériau est déterminé par son comportement physique et chimique envisagés dans les conditions d'emploi prévues du matériel. Non moins important est son comportement vis à vis du procédé de fabrication.

IV-1-1. TEMPERATURE

Nous savons que la limite élastique des matériaux diminue régulièrement avec la température, entraînant la résistance. Ici les conditions de température les plus sévères ne dépassant pas 50°C on peut considérer qu'on a des températures ordinaires.

IV-1-2 CORROSION

Ne pouvant pas préjuger de la corrosion dans le récipient je me réfère au code ASME qui suggère une sur-épaisseur de corrosion minimale de 1.6mm. Une surépaisseur de 2 mm peut convenir.

Les éléments d'addition peuvent améliorer la résistance à la corrosion et à l'oxydation. C'est ainsi que les aciers

à 20% de chrome et 10% de nickel résistent remarquablement à la corrosion.

IV-1.3. PROCÉDE DE FABRICATION

Le code ASME conseille des matériaux pour la fabrication des récipients à pression. Ces matériaux sont classés suivant le procédé de fabrication.

IV-1.4 CHOIX PROPREMENT DIT

En tenant compte de toutes ces considérations je choisis l'acier SA 249 ; GRADE TP 304 ; composition nominale 18Cr, 8Ni. (tiré du Code ASME section VIII titre C)

Contrainte unitaire de rupture minimale spécifiée 75000 psi ou 52.7 kg/mm²

Contrainte maximale admissible en traction 14450 psi = 10.2 kg/mm²
Ce matériau peut travailler jusqu'à une température de 93°C et est soudable.

IV-2 DESIGN DE LA SPHERE

IV-2.1 DIMENSIONNEMENT

IV-2-1-1: DIAMETRE

Nous voulons que la sphère ait une capacité de 1000 m³. Le volume de la sphère est donné par :

$$V = \frac{4}{3} \pi R^3$$

D'où le rayon s'écrit $R = \left(\frac{3V}{4\pi}\right)^{1/3}$
 $R = \left(\frac{3 \times 1000}{4\pi}\right)^{1/3} = 6.2 \text{ m} \Rightarrow D = 12.4 \text{ m}$

IV. 2-1-2 L'ÉPAISSEUR DE LA SPHERE

La formule de calcul est donnée par

$$e = \frac{PR}{2SE - 0.2P}$$

P: pression de calcul en psi (livres par pouce carré)

R: rayon de la sphere en pouces

S: contrainte maximale admissible du matériau en psi

e: épaisseur calculée en pouces

E: coefficient de joint.

On voit que l'épaisseur dépend de la pression qui existe dans la sphere. Notre gaz étant liquéfié exerce une pression hydrostatique sur les parois de la sphere. La pression est donnée par la formule:

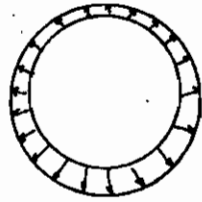
$$p = \gamma h$$

γ : poids volumique du gaz

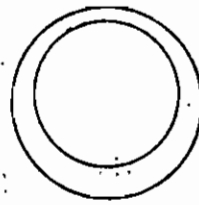
h: profondeur.

Elle augmente avec la profondeur. L'épaisseur varie dans le même sens; elle est minimale au sommet de la sphere et maxi.

male au fond.



distribution de pression



épaisseur variable

Pour le calcul de l'épaisseur on tient compte des conditions de fonctionnement les plus défavorables. Notre pression de calcul on va la prendre égale à la pression hydrostatique multipliée par un facteur de sécurité, plus la tension de vapeur du gaz à 50°C, plus la pression atmosphérique.

$p = \rho g h + t_v + p_a$ La pression hydrostatique est calculée pour le réservoir rempli à 100% de gaz liquéfié.

	$\gamma = \rho g = 559 \times 9.8 = 5478.2 \frac{N}{m^3}$											
$h(m)$	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
$P_{(Pa)}$	77.4	82.2	87	91.7	96.54	101.3	106	110.8	115.6	120.4	125	129.9
$P_{(bars)}$	5.34	5.67	5.99	6.3	6.65	6.98	7.3	7.6	7.97	8.29	8.6	8.95
$e_{(m)}$	0.76	0.78	0.86	0.9	0.95	1	1.05	1.09	1.09	1.18	1.24	1.29
$e_{(cm)}$	1.9	2	2.19	2.3	2.41	2.55	2.67	2.79	2.9	3	31.5	3.28

Cette épaisseur est une valeur minimale. On doit lui ajouter

une surépaisseur de corrosion de 2 mm. On doit aussi prévoir des ajouts éventuels pour tenir compte d'autres sollicitations qui sont :

- un moment de flexion extérieur agissant dans un plan contenant l'axe de l'enveloppe dû à l'action du vent.
- une force axiale constituée par le poids du fluide.

IV-2.2. RESISTANCE DE LA SPHERE

Dans le calcul de la résistance de la sphère j'emploie le critère de la contrainte admissible ou critère de TRESCA dans l'hypothèse que la sphère n'est soumise qu'à des charges statiques.

Nous avons déjà trouvé la contrainte dans les parois de la sphère, due à la pression intérieure. Elle s'écrit

$$\sigma_1 = \frac{pR}{2e}$$

La force axiale due au poids du fluide exerce aussi une contrainte dans les parois de la sphère. Cette contrainte vient s'ajouter à σ_1 . Elle s'écrit

$$\sigma_2 = \frac{F}{A} = \frac{F}{\pi D e}$$

F: charge axiale

D: diamètre intérieur

e: épaisseur du réservoir.

La charge axiale est égale au poids du liquide au dessus de la section considérée. Nous voyons donc que F et e ne sont pas constants. Dans notre calcul on va considérer la section qui divise la sphère en deux hémisphères.

$$F = \rho V g : 2$$

ρ : masse volumique du fluide

V : volume du fluide

$$F = \frac{559 \times 9.8 \times 1000}{2} = 2.7 \cdot 10^6 \text{ N}$$

$$\sigma_2 = \frac{F}{\pi R e} = \frac{2.7 \cdot 10^6 \times 10^{-5}}{\pi \times 12.4 \times 2.55 \cdot 10^{-2}} = 27 \text{ Bars}$$

$$= 394 \text{ psi}$$

$$\sigma_1 = \frac{pR}{2e}$$

je considère l'épaisseur du fond

$$\sigma_1 = \frac{1299 \times 6200}{2 \times 1.29 \times 25.4} = 12289 \text{ psi} = 847 \text{ Bars}$$

$$\sigma = \sigma_1 + \sigma_2 = 12683 \text{ psi}$$

Nous voyons que la contrainte à laquelle est soumise la sphère est inférieure à la contrainte admissible qui est de 14450 psi. On obtient un facteur de sécurité de $\frac{14450}{12683} = 1.14$.

Compte tenu du facteur de sécurité pris pour la pression on peut considérer 1.13 comme acceptable.

IV-3 DESIGN DES SUPPORTS

Un récipient supporté en position verticale est soumis à des charges concentrées, appliquées à l'enveloppe dans la zone de fixation des supports.

Un moyen de minimiser ces charges concentrées est de supporter les récipients par des poteaux sans assurer leur liaison à l'enveloppe, par l'intermédiaire d'une couronne. La sphère dont le diamètre est supérieur à celui de la couronne, repose sur cette dernière. Pour éviter des chocs entre eux et pour absorber les vibrations on met entre la sphère et la couronne un joint en plastique qui a la même forme que la couronne. On pourrait prendre un joint en polycarbonate qui résiste aux chocs et aux intempéries.

Les supports sont soumis à des sollicitations causées par le poids du récipient et de son contenu et la force exercée par le vent.

IV.3.1. POIDS DU RECIPIENT ET SON CONTENU.

Le poids de la sphère s'écrit

$$W = wV$$

w: masse spécifique de l'acier

V: volume de métal.

$$V = \frac{4}{3} \pi (R_o^3 - R_i^3)$$

R_o : rayon extérieur moyen

R_i : rayon intérieur

En considérant une épaisseur moyenne $R_o = R_i + e_m$

$$V = \frac{4}{3} \pi (622.59^3 - 620^3) = 12563367 \text{ cm}^3$$

la masse volumique de l'acier étant de 7.8 g/cm^3

$$W = 7.8 \cdot 10^{-3} \times 12563367 \times 9.8 = 9.6 \cdot 10^5 \approx 1 \cdot 10^6 \text{ N}$$

Le poids du gaz est égal à $2F = 2.7 \cdot 10^6 \times 2 = 5.4 \cdot 10^6 \text{ N}$

Le poids de la sphère et du gaz est donc égal à

$$W + 2F = 5.4 \cdot 10^6 + 10^6 = 6.4 \cdot 10^6 \text{ N}$$

Vu la taille de la sphère (12 m de diamètre) et pour un meilleur équilibre on choisit 8 supports. Une bonne disposition de ces supports est nécessaire pour qu'ils se partagent équitablement la charge axiale. Pour chaque support la charge axiale sera $6.4 \cdot 10^6 : 8 = 0.8 \cdot 10^6 \text{ N}$

IV-3.2 EFFETS DU VENT

Le vent exerce sur la sphère une force de traînée dans la direction de l'écoulement. On suppose que le vent souffle dans la direction horizontale.

La force de traînée s'écrit: $F_D = C_D \frac{\rho A V^2}{2}$

C_D : coefficient de traînée. IL dépend de la forme de la structure et du nombre de Reynolds

A: la surface projetée de la sphère sur un plan normal à l'écoulement

ρ : densité de l'air.

V: vitesse du vent.

Pour avoir C_D calculons le nombre de Reynolds

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

D: diamètre de la sphère

ν : viscosité cinématique de l'air

Pour un vent de 20 m/s, $\nu = 1.8 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$ à 30°C

$$Re = \frac{20 \times 12}{1.8 \cdot 10^{-5}} = 13.3 \cdot 10^6$$

Pour un nombre de Reynolds plus grand que 1000 on nous recommande de prendre $C_D = 0.38$.

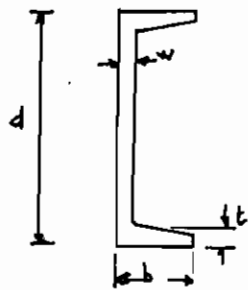
$$F_D = 0.38 \times \pi \times \frac{12^2}{4} \times \frac{1.2 \times 20^2}{2} = 10314 \text{ N}$$

IV-3-3 DESIGN

La charge axiale Q exerce une contrainte de compression sur la section des colonnes de sustentation. Quant à la traînée due au vent elle soumet à ces colonnes une contrainte

de flexion qui est maximale à la base de la colonne.
 On choisira une colonne dont la section est en forme de
 "C" de type C 380x74 dont les caractéristiques sont
 les suivantes :

$$\begin{aligned}
 A &= 9480 \text{ mm}^2 & C_w &= 131 \cdot 10^9 \text{ mm}^6 \\
 I_x &= 168 \cdot 10^6 \text{ mm}^4 & d &= 381 \text{ mm} \\
 S_x &= 881 \cdot 10^3 \text{ mm}^3 & b &= 94 \text{ mm} \\
 r_x &= 133 \text{ mm} & t &= 16 \text{ mm} \\
 I_y &= 4.6 \cdot 10^6 \text{ mm}^4 & w &= 18 \text{ mm} \\
 S_y &= 62.4 \cdot 10^3 \text{ mm}^3 & & \\
 r_y &= 22 \text{ mm} & & \\
 J &= 1110 \cdot 10^3 \text{ mm}^4 & &
 \end{aligned}$$



section de la colonne (C.I.S.C)

La colonne sera en acier UNS 10500 CD qui a pour
 contrainte à la rupture $F_y = 1240 \text{ MPa}$ (M.E. SHIGLEY).

Notre colonne étant soumise à une compression et une flexion on va la vérifier au flambage qui est le mode de rupture le plus probable. Pour ce qui suit, je me réfère au "steel structures for Buildings - Limit state Design".

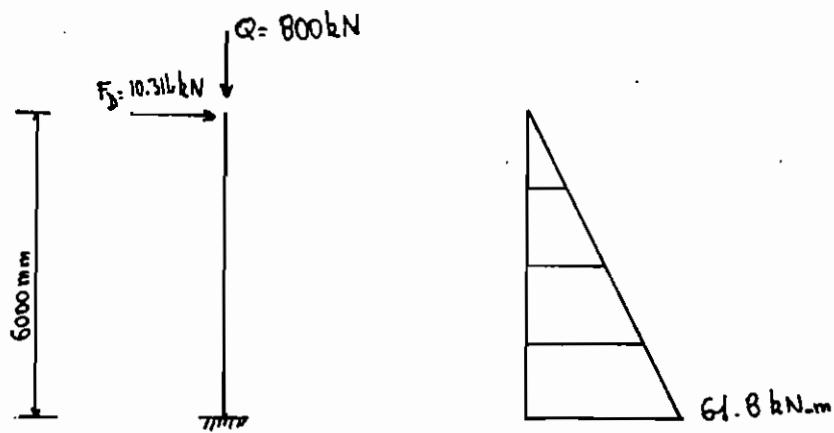


Diagramme des moments

Les sections des poutres sont réparties en classe, en fonction de leur forme et de leur dimensions. Il y a 4 classes. Les sections en C ne pouvant être ni de la classe 1 ni de la classe 2 nous allons déterminer si notre section appartient à la classe 3. Pour cela la semelle et l'âme doivent être de la classe 3

Pour la semelle on doit avoir $\frac{b}{2t} \leq \frac{260}{\sqrt{F_y}}$

$$\frac{b}{2t} = \frac{94}{2 \times 16} = 2.9 \quad \frac{260}{\sqrt{1240}} = 7.6 \quad \text{donc la semelle est de la classe 3}$$

Pour l'âme les formules à vérifier dépendent de la valeur de $\frac{C_f}{C_y}$ par rapport à 0.15

$$C_f = Q = 800 \text{ kN}$$

$$C_y = A F_y = 9480 \times 1240 = 11755 \text{ kN}$$

$$\frac{C_f}{C_y} = \frac{800}{11755} = 0.06 \quad \text{qui est inférieur à } 0.15$$

On doit vérifier $\frac{h}{w} \leq \frac{1810}{\sqrt{F_y}} \left(1 - 1.69 \frac{C_f}{C_y}\right)$

$$h = d - 2t \quad \frac{h}{w} = \frac{381 - 2 \times 16}{18} = 19$$

$$\frac{1810}{\sqrt{1240}} \left(1 - 1.69 \times 0.06\right) = 46$$

L'inégalité étant vérifiée l'âme est aussi de la classe 3.

On peut donc dire que la section est de la classe 3.

A présent vérifions la résistance à la flexion et à la compression combinées. Pour cela on doit avoir l'inégalité

$$\frac{C_f}{C_r} + \frac{M_{fx}}{M_{rx}} \leq 1 \quad (\text{clause 13-8-3})$$

M_{fx} : moment à la base de la colonne.

$$C_r = \phi A F_y = 0.9 \times 9480 \times 1240 = 10579 \text{ kN}$$

$$M_{rx} = \phi S_x F_y = 0.9 \times 881 \times 1240 = 983 \text{ kN-m}$$

$$\frac{C_f}{C_r} + \frac{M_{fx}}{M_{rx}} = \frac{800}{10579} + \frac{61.8}{983} = 0.13$$

On peut dire que notre section offre une bonne résistance à la combinaison de la flexion et la compression.

Il nous reste à vérifier la stabilité générale. Pour cela

l'inégalité suivante doit être vérifiée.

$$\frac{C_x}{C_r} + \frac{\omega_x M_{rx}}{M_{rx} \left(1 - \frac{C_x}{C_{ex}}\right)} \leq 1 \quad (\text{clause 13-0-3})$$

* C_r est la résistance pondérée à la compression. Sa valeur dépend d'un facteur λ : (clause 13-3)

$$0 \leq \lambda \leq 1.0 \quad C_r = 0.9 A F_y (1.035 - 0.202\lambda - 0.222\lambda^2)$$

$$1.0 < \lambda \leq 2.0 \quad C_r = 0.9 A F_y (-0.111 + 0.636\lambda^{-1} + 0.087\lambda^{-2})$$

$$2.0 < \lambda \leq 3.6 \quad C_r = 0.9 A F_y (0.009 + 0.877\lambda^{-2})$$

$$\lambda > 3.6 \quad C_r = 0.9 A F_y \lambda^{-2}$$

$$\lambda = \frac{kL}{r} \sqrt{\frac{F_y}{\pi^2 E}}$$

k : facteur se rapportant aux conditions d'extrémités.

Pour une extrémité encastrée l'autre libre $k = 2$

L : longueur de la colonne

r : rayon de giration de la section

E : module d'élasticité de l'acier

$$\lambda = \frac{2 \times 6}{0.133} \sqrt{\frac{1240}{\pi^2 \times 20010}} = 2.26$$

$$C_r = 0.9 A F_y (0.009 + 0.877 \lambda^{-2}) =$$

$$0.9 \times 9480 \times 1240 \left(0.009 + \frac{0.877}{2.26^2}\right) = 1911.8 \text{ kN}$$

* M_{rx} est le moment de résistance pondéré. Il dépend de : (clause 13-6-b)

- M_y qui est le moment qui correspond à la contrainte de rupture F_y $M_y = S F_y = 881 \cdot 10^3 \times 1240 = 1092 \text{ kN}\cdot\text{m}$

- M_u qui est le moment résistant au flambage latéral.

$$M_u = \frac{\pi}{\omega L} \sqrt{E I_y G J + \left(\frac{\pi E}{L}\right)^2 I_y C_w}$$

$$E I_y G J = 20010^3 \times 4.6 \cdot 10^6 \times 7710^3 \times 111010^3 = 7.86 \cdot 10^{22}$$

$$\left(\frac{\pi E}{L}\right)^2 I_y C_w = \left(\frac{\pi \times 20010^3}{6000}\right)^2 \times 4.6 \cdot 10^6 \times 13110^9 = 6.6 \cdot 10^{21}$$

$$M_u = \frac{\pi}{0.6 \times 6000} \sqrt{7.86 \cdot 10^{22} + 6.6 \cdot 10^{21}} = 254.7 \text{ kN}\cdot\text{m}$$

La formule de M_r dépend des grandeurs M_u et $\frac{2}{3} M_y$

$$\frac{2}{3} M_y = \frac{2}{3} \times 1092 = 728 \text{ kN}\cdot\text{m}$$

Nous avons donc $M_u < \frac{2}{3} M_y$

$$M_r = \phi M_u = 0.9 \times 254.7 = 229 \text{ kN}\cdot\text{m}$$

* C_{ex} : c'est la charge de flambage d'Euler.

$$C_{ex} = \frac{1970000 \times A}{\left(\frac{KL}{r}\right)^2}$$

$$C_{ex} = \frac{1970000 \times 9480}{\left(\frac{2 \times 6}{.133}\right)^2} = 2294 \text{ kN}$$

$$\frac{C_f}{C_r} + \frac{w_x M_{fx}}{M_{rx} \left(1 - \frac{C_f}{C_{ex}}\right)} = \frac{800}{1911.8} + \frac{0.6 \times 61.8}{229 \left(1 - \frac{800}{2294}\right)} = 0.66$$

Nous trouvons une valeur inférieure à 1. On en conclut que notre colonne est stable et peut résister aux sollicitations dont elle est le siège.

CHAPITRE V

SYSTEME DE DISTRIBUTION

V-1 INTRODUCTION

Après avoir fait le calcul de la sphère et de la suspension nous allons compléter le système de distribution. En effet la réglementation concernant les réservoirs sous pression étant très stricte, l'on doit prévoir des dispositifs de sécurité. Aussi pour assurer une bonne distribution on doit ^{bien} dimensionner les conduites.

V-2 LES ACCESSOIRES

Notre réservoir comporte plusieurs tubulures d'entrée et de sortie du gaz. Ces tubulures sont des ouvertures destinées à recevoir la tuyauterie et les appareils de mesure.

En plus de ces tubulures, notre réservoir comporte un grand nombre d'accessoires que l'on se classe selon leur fonction.

V-2-1 LES ACCESSOIRES DE MESURE

A tout instant on doit pouvoir déterminer le niveau du liquide, sa température et sa pression. C'est ainsi que le réservoir

est équipé d'une jauge de niveau, d'un manomètre et d'un thermomètre.

V-2-2 LES ACCESSOIRES DE SECURITE

En exploitation normale, les variations de température peuvent entraîner des pressions excessives. Pour parer aux dangers éventuels que cela peut engendrer, on munit notre sphère de 2 soupapes de sécurité à ouverture automatique. Elles sont tarées uniquement à la pression car la phase gazeuse a une pression égale à la tension de vapeur du liquide, qui n'est fonction que de la température. Dès que la pression atteint la pression de tarage les soupapes s'ouvrent pour laisser passer une partie du gaz et se referment dès que la pression redescend normale. Vu la taille du réservoir, nous avons pensé que 2 soupapes de sécurité constituent un minimum pour être sécuritaire. Elles sont tarées à la pression de 8.5 Bars.

Une défaillance de la soupape de sécurité ou une fausse manoeuvre mettant le réservoir en communication avec une ligne sous haute pression peuvent être à la base de surpressions accidentelles. Pour éviter l'éclatement du réservoir on prévoit un clapet d'explosion qui se soulève pour assurer l'échappement et se referme automatiquement dès que la pression redescend normale.

V-3 DESIGN DES PIPES

Notre réseau de distribution comprend une conduite principale et deux conduites secondaires. Ne disposant pas de données réelles on fera nos calculs à partir d'hypothèses.

5-3-1 MATERIAU

Les pipes sont faits à partir de tubes lisses soudés les uns aux autres. Le matériau employé pour leur fabrication est l'acier.

V-3-2 HYPOTHESES.

On supposera que le tuyau principal a un diamètre de 20cm et qu'il y passe un débit de $100 \text{ m}^3/\text{h}$. On supposera aussi que si on satisfait la demande de l'appareil le plus éloigné sur la conduite principale, il en sera de même de ceux sur les conduites secondaires.

La viscosité du gaz sera prise $\mu = 0.012 \text{ Cpo}$

longueur réelle de la tuyauterie principale L.R. = 4500m

V-3-3 PERTES DE CHARGE

Dans un premier temps nous calculons la longueur équivalente des accessoires : coudes, vannes ... Des notes de cours HYD 421 on tire les longueurs équivalentes suivantes.

4 coudes à 90° : $2 \text{ pieds} \times 4 = 8$

clapet : 5 "

$$2 \text{ robinets soupapes : } 22 \text{ pi} \times 2 = 44 \text{ pi}$$

$$2 \text{ Tee standards } 5 \times 2 = 10 \text{ pi}$$

$$\text{entree du réservoir } 1.5 \text{ pi}$$

La longueur totale des accessoires est donc $L_A = 68.5 \text{ pi}$ ou 22.8 m

  present nous pouvons calculer la longueur totale de notre conduite.

$$L_T = L_R + L_A = 4500 + 22.8 = 4522.8 \text{ m}$$

La vitesse dans la conduite sera

$$V = \frac{Q}{A}$$

Q : débit dans la conduite

A : section de la conduite.

$$V = \frac{100}{3600 \times \pi (0.1)^2} = 0.88 \text{ m/s}$$

la vitesse massique sera $V_m = \rho V$

$$V_m = 559 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times 0.88 \frac{\text{m}}{\text{s}} = 491 \frac{\text{kg}}{\text{m} \cdot \text{s}}$$

Nous pouvons calculer le nombre de Reynolds

$$Re = \frac{V_m D}{\mu} = \frac{491 \times 0.2}{0.0012} = 8 \times 10^4$$

Nous avons donc un écoulement turbulent.

D'après le diagramme de Moody (notes de cours HYD 4.12) on tire

le coefficient de frottement $f = 0.033$

les pertes de charge sont données par

$$h_L = f \frac{L}{D} \times \frac{V^2}{2g}$$

$$h_L = 0.033 \times \frac{4522.8}{0.2} \times \frac{(0.88)^2}{2 \times 9.8} = 29.48 \text{ m d'eau.}$$

V-L CHOIX DES POMPES

On emploiera des pompes centrifuges.

Appliquons l'équation de Bernoulli entre la sortie de la sphère (1) et l'appareil le plus éloigné, sur la conduite principale (2).

$$\frac{P_1}{\gamma} + \frac{V_1^2}{2g} + Z + H_p = \frac{P_2}{\gamma} + \frac{V_2^2}{2g} + h_L$$

P_1 : pression en ① P_2 : pression en ②

V_1 : vitesse " " V_2 : vitesse

Z : dénivellation entre ① et ② = 1 m

H_p : hauteur de charge de la pompe.

h_L : pertes de charge totales.

On peut supposer les vitesses à la sortie de la sphère et à l'appareil sont nulles. La pression à la sphère étant fixée à 8 bars et celle en (2) à 7 bars nous avons

$$\frac{P_1}{\gamma} + Z + H_p = \frac{P_2}{\gamma} + h_L$$

$$\begin{aligned} \Rightarrow H_p &= \frac{P_2 - P_1}{\gamma} + h_L - Z \\ &= \frac{(7-8)10.36}{9.8 \times 559} + 29.48 - 1 = 28.47 \text{ m} \end{aligned}$$

La puissance reçue par le gaz de la part de la pompe sera:

$$P = \gamma Q H_p \quad P = 9.8 \times 559 \times \frac{100}{3600} \times 28.47 = 4332 \text{ W}$$

Si la pompe est directement accouplée au moteur le rendement peut être

très élevé, soit $\eta = 90\%$

La puissance installée sera $P_i = \frac{P}{\eta} \Rightarrow P_i = 4.8 \text{ kW}$
soit 6.4 Hp :

A elle seule cette pompe peut suffire. Cependant en en mettant deux en parallèle on peut choisir deux petites qui coûtent moins cher.

La pompe doit être calorifugée ou arrosée d'un réfrigérant pour éviter que le gaz n'évapore.

CONCLUSION et RECOMMANDATIONS

IL ressort de notre étude que pour une pression et une capacité données la sphère offre plus de résistance que le réservoir cylindrique. Cependant nous avons noté la difficulté de mise en oeuvre de la sphère et proposons qu'elle soit retenue pour les grandes capacités et ceci pour mettre des gaz légers. En effet le poids du réservoir étant faible devant celui du fluide, un produit lourd, de par la pression hydrostatique qu'elle exerce, engendre dans les parois des contraintes immenses qui nécessitent des épaisseurs impossibles.

La pression d'utilisation a aussi une limite car l'épaisseur variant dans le même sens ne saurait augmenter démesurément. Je suggère des pressions entre 4 et 10 bars.

Durant toute notre étude c'est le souci de sécurité et d'économie qui nous a animé.

La résistance de notre sphère est 12683 psi et le facteur de sécurité 1.14, ce qui peut paraître faible. Mais quand on sait que la contrainte admissible, 14450 psi, est le 1/5^e de la contrainte minimale à la rupture du matériau, 75000 psi, on peut être tranquille. Ce facteur de sécurité peut être acceptable quand on sait qu'il y a une marge de sécurité entre la pression

de calcul. et la pression de service.

Le réservoir doit être mis à l'épreuve pour vérifier l'étanchéité et une radiographie des soudures doit être effectuée.

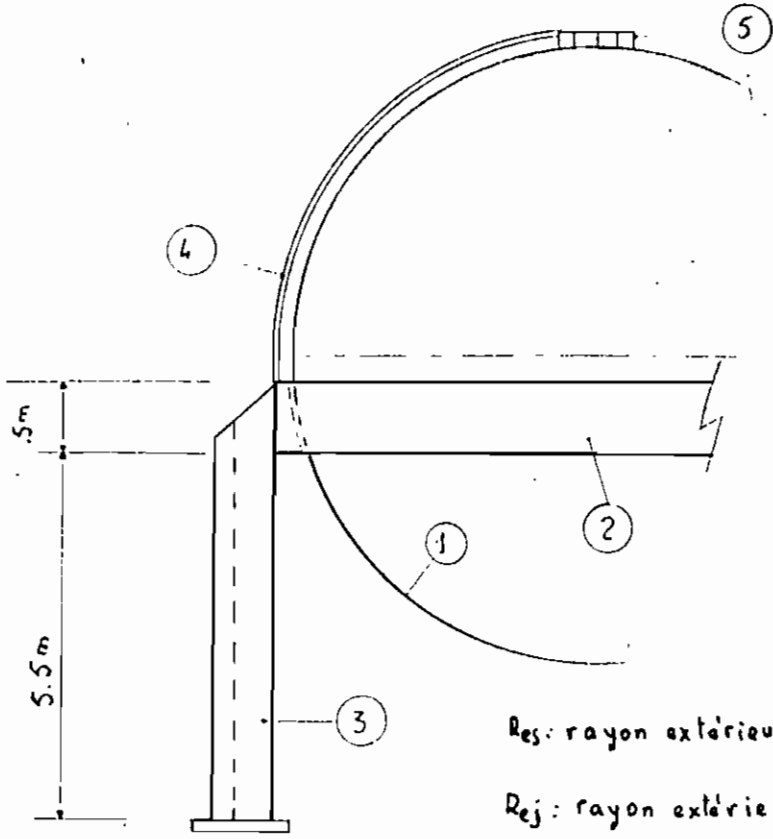
Une des difficultés dans la mise en œuvre de la sphère réside en l'élaboration des supports. En effet aux points de jonction entre les supports et la sphère il y a beaucoup de concentrations de contraintes que l'on doit minimiser. Notre couronne ne peut être réalisée facilement. Le joint en caoutchouc existant entre elle et la sphère amortit les vibrations et empêche le contact entre eux, ce qui diminue de beaucoup les concentrations de contraintes. En comprimant ce joint le réservoir peut se dilater quelque peu.

Nous avons tenu compte de 8 pieds-support. En en prenant 10 on pourrait avoir une meilleure stabilité et nos colonnes seraient moins épaisses car chacune d'elles supporterait une charge moindre.

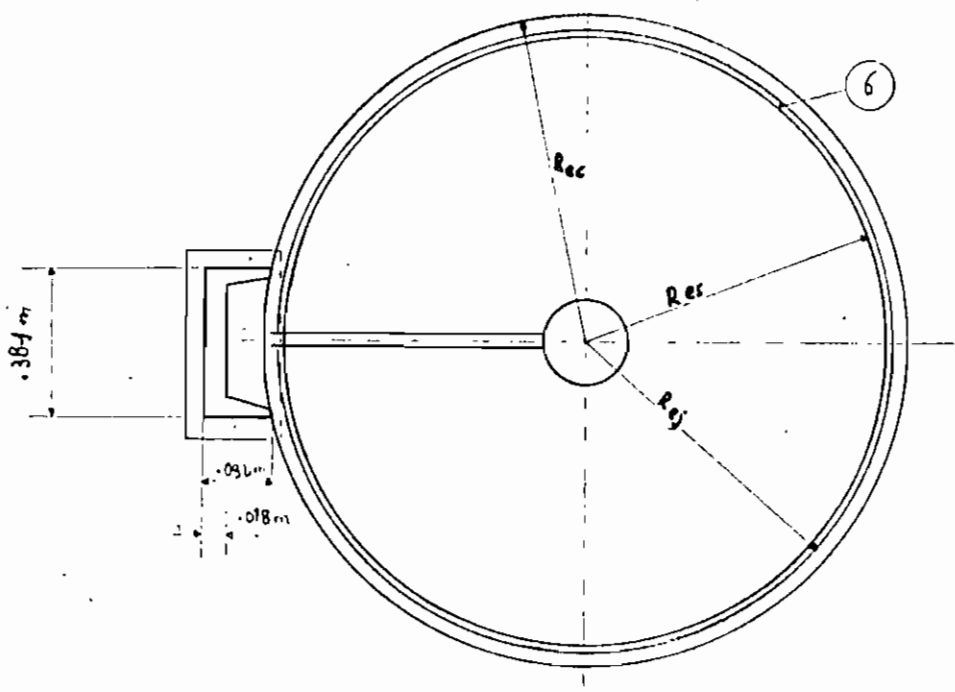
Par rapport à l'assemblage par rivets, le soudage semble plus économique car nécessitant moins de matière, moins de main d'œuvre.

Le manque de renseignements précis nous a fait omettre l'évaluation économique du projet. Cependant le coût d'une installation similaire à la raffinerie de M'bao peut nous en donner une petite idée: le coût de cette dernière est évalué à 100 millions CFA.

SUSPENSION DE LA SPHERE

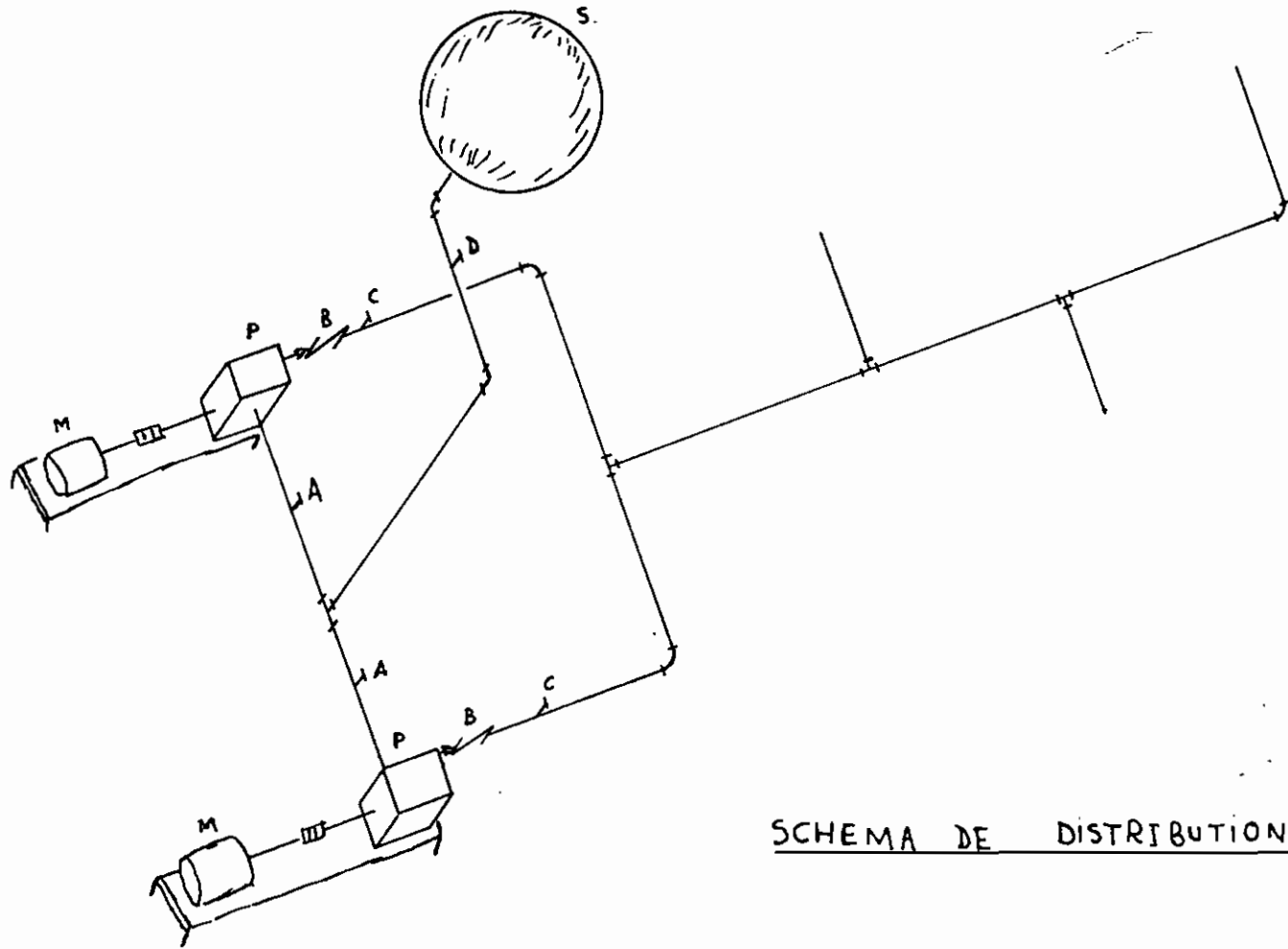


Res: rayon extérieur sphere
 Rej: rayon extérieur joint
 Rec: rayon extérieur couronne



LEGENDE

- ① : reservoir
- ② : couronne support
- ③ : pied support (8)
- ④ : bras support
- ⑤ : collier
- ⑥ : joint en caoutchouc



SCHEMA DE DISTRIBUTION

TABLEAU DES DIVERS ELEMENTS

Repere	Nombre	Items	Fonction
A	2	vanne	robinet de l'alimentation de la pompe
B	2	clapet	empêche le refoulement vers la pompe
C	2	soupape	robinet à la sortie de la pompe
D	1	soupape	robinet à la sortie du réservoir
M	2	moteur électrique	
P	2	Pompe	
S	1	réservoir	

BIBLIOGRAPHIE

1. - PHILIPPE BRACHAY, L'Industrie du gaz :
Collection que sais-je?
2. - A. BOURON, Formulaire des gaz
Librairie Polytechnique Béranger
3. - AIR LIQUIDE, Technigaz 24 et 25
4. - CODE ASME, Réceptifs à pression non soumis à l'action de la
flamme. Section VIII
5. - A. POPOV ; Mechanical of materials

Références

National Standard of Canada, Steel structures for buildings - Limit state design . pages 36-42

Joseph E. Shigley , Mechanical engineering design, page 656, table A-17

C.I.S.C. , Canadian institute of steel construction

Notes de cours , HYD 421 de Vinh Nguyen-Duy, ancien professeur à l'E.P.T.

Notes de cours , HYD 421 de Mr Legault, vacataire à l'E.P.T, 2^e semestre.