

**REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET
POPULAIRE**

Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique

Ecole Nationale Polytechnique



Département Génie Mécanique

Laboratoire de Génie Mécanique et de Développement

Mémoire de projet de fin d'études

Pour l'obtention du diplôme d'ingénieur d'état en Génie Mécanique

**Simulation numérique d'un écoulement transitoire
dans un Oléoduc lors de la fermeture brusque d'une
vanne**

Réalisé par :

Abderrahman HADOUICHE

Belkacem OUANES

Présenté et soutenu publiquement le 25/06/2016

Composition du Jury :

Président Arezki SMAILI, Professeur ENP Alger

Promoteur Mohamed BOUBAKEUR, MA-A ENP Alger

Co-Promoteur Mustapha ALLOUTI chef de département ingénierie ,SONATRACH

Examineur Salah LARBI, Professeur ENP Alger

Invité : Mohamed BOUAZIZ, Professeur ENP Alger

M'Hamed BOUSBAL, MA-A ENP Alger

Abdelkader OULHADJ, Directeur pipeline intégrité TRC

Salem SAYEH, Ingénieur pipeline intégrité Management TRC

Remerciement

Nous remercions avant tout Allah le tout puissant de nous avoir donné le courage et la motivation pour arriver à ce stade du savoir et de présenter ce modeste travail.

Ce projet de fin d'études a été réalisé conjointement au sein de l'Ecole Nationale Polytechnique et du Sonatrach Activité Transport par canalisation Direction Pipe Integrity Management.

Ce travail a été mené sous la direction du Professeur M. BOUBAKEUR (ENP) et du Docteur M. ALLOUTI (SONATRACH).

Nous tenons à adresser notre profonde gratitude à Monsieur A.OULHADJ. Nous le remercions vivement pour son accueil à SONATRACH, et l'offre de cette opportunité très intéressante.

Nous sommes très reconnaissants envers Monsieur le Professeur A.SMAILI pour la mise à notre disposition le centre de calcul « WORKSTATION ». Nous tenons à le remercier pour ses conseils et son soutien.

Nous tiendrons à adresser notre profonde gratitude à Monsieur S. SAYEH pour le temps qui nous a consacré, pour son aide et ses conseils avisés.

Nous sommes également reconnaissants envers Monsieur O.Belhadj pour son aide précieuse.

Nos remerciements vont aux membres du jury, Mr S. Larbi et Mr A. Smaili qui nous ont fait l'honneur d'examiner ce travail, et notre promoteur Mr M. Boubakeur ainsi que Mr M. Bousbai..

Nous tiendrons à remercier nos familles et nos professeurs sans qui, nous n'aurions jamais pu atteindre ce stade des études supérieurs.

À nos amis et collègues qui ont cru en nous et nous ont soutenue dans les moments de doute,

A tous ceux qui ont collaboré de près ou de loin à la réalisation de ce projet.
A tous nos camarades de promotion Génie Mécanique 2013 / 2016.

À tous ces intervenants, nous présentons nos remerciements, notre respect et notre gratitude.

Dédicaces

Aux martyrs qui se sont insurgés 60 ans plus tôt pour nous offrir la liberté dont on jouit aujourd'hui.

A ma mère, pour son amour et sacrifice et soutien dans tous les moments importants de ma vie, vous êtes la raison de ce que je fais du bien.

A mon père que je vous suis redevable d'une éducation dont je suis fière,

A mon grand-père que le dieu ait son âme dans la paix éternelle,

A mes grand-mères pour l'humour et l'amour,

A mes alliées pour la vie, mes chères sœurs Rihanna et Tesnim Nada et mes frère Rahim, Mouadh, El-Bara'a et de Darling Mohammed El-Amine, et mes grands frères Abdellah, Brahim et Yacine.

A mes amis qui ont cru en moi et m'ont soutenue dans les moments de doute, A mes cousins Racuf, Abdesslem, Abdellah et Nabil,

A Kouki qui a été toujours aux services des autres

A mes enseignants qui m'ont formée tout au long mon parcours étudiantin et en tant qu'ingénieure,

A tous ceux qui m'ont forgée en tant que personne,

A tous les fous mécanos de 2016, une famille exceptionnelle

And last but not least to my American fellow the special "Vicky"

Je dédie ce modeste travail comme symbole de mon affection

Silver

Je dédie ce modeste travail :

A mes chers parents pour leur patience, leur amour, leur soutien et leurs encouragements

A mes chères sœurs

A toute ma famille

A tous mes amis

A la meilleure promo de toute l'histoire G.M ENP 2013-2016

A mon cher binôme HADDOUCHE

Belkacem

ملخص:

الهدف من هذا العمل هو حساب تغيرات الضغط في خط أنابيب معرض لمطرقة مائية عن طريق نماذج عددية استنادا لأساليب مختلفة في الحساب.

سنبين عموما أن الطور الإنتقالي للسوائل هو عمليا ظاهرة ضارة جدا للأنظمة الهيدروليكية المعرضة للضغط، طرق عديدة مختلفة متفاوتة في التعقيد استخدمت لدراسة هذه الظاهرة استنادا لمعادلات "سانت فيننت"، في عملنا هذا طريقة الخصائص أخذت بعين الاعتبار نظرا لبساطتها في الحساب العددي، لهذا طورنا تطبيقا على برنامج "ماتلاب" الذي سمح لنا بعمل محاكاة للأنابيب المعرضة للضغط والذي أعطى لنا تغيرات الضغط طول الأنبوب بدلالة الزمن.

تحققنا من صحة هذا العمل باللجوء إلى مقارنة أخرى وذلك بمقارنة لتصرفات مختلفة بنتائج ديناميكيات الموانع الحسابية (سي أف دي) عن طريق برمجة فوننت والبيانات التي تم جمعها من البيانات من تصميم خط أنابيب "34" التي تقدمها شركة سوناتراخ (نشاط النقل بالأنابيب)، يعمل هذا البرنامج على "ماتلاب" ويمكن استخدامه على أنابيب أخرى.

الكلمات المفتاحية : الطور الإنتقالي - طريقة الخصائص - الطرق المائي (المطرقة المائية) - ماتلاب - ديناميكيات الموانع الحسابية.

ABSTRACT:

The objective of this work is to calculate the variations of pressures in a pipeline in case of a water hammer via a simulation on the basis of different methods of calculation.

In general they show that the transient flow is practically very harmful phenomenon for the hydraulic systems in load. Different more or less complicated numerical methods, based on equations of "Saint Venant", were used for the study of this phenomenon. In the present work the method of characteristics was taken in consideration seen its simplicity and its workability in the numerical calculation to do so we made a program by the software MATLAB that allowed us to make simulation on full conduits, two specific applications on pipelines of two diameters 24 "and 34" belonging to Sonatrach TRC pipeline transportation system were made. One of the major results obtained is the variation of pressures along the conduit according to time.

The results of this work was validated using other approaches namely CFD methods (ANSYS FLUENT) and data derived from the pipeline design Ø 34 "provided by Sonatrach TRC. This program runs on MATLAB can be used for other pipes.

Keywords: transient flow-method of characteristics- Water hammer – Matlab- CFD.

Résumé :

L'objectif de ce travail est de calculer les variations des pressions dans un pipeline soumis à un coup de bélier à travers une simulation se basant sur différentes méthodes de calcul.

En générale on montre que l'un des phénomènes du régime transitoire des écoulements est très nuisible pour les systèmes hydrauliques en charge. Différentes méthodes numériques plus ou moins compliquées, se basant sur les équations de Saint Venant, ont été utilisées pour l'étude de ce phénomène. Dans notre travail la méthode des caractéristiques a été retenue, vue sa simplicité et sa maniabilité dans le calcul numérique, on a développé pour cela un programme sous le logiciel MATLAB, qui nous a permis de faire une simulation sur les conduites en charge, et deux applications particulières sur deux oléoducs de diamètres 24" et 34" appartenant au réseau de transport par canalisation de Sonatrach TRC ont été effectuées. L'un des résultats majeurs obtenues est la variation de la pression le long de des deux conduites en fonction du temps. Le résultat du présent travail a été comparé avec d'autres approches à savoir la méthode CFD (ANSYS FLUENT) et les données issues du design de l'oléoduc de Ø 34" fournies par Sonatrach TRC. Ce programme exécuté sur MATLAB pourra être utilisée pour d'autres canalisations.

Mots clés : écoulement transitoire- méthode des caractéristiques- Coup de bélier - Matlab.

Table des matières :

Table des matières	
Liste des tableaux	
Liste des figures	
Nomenclature	
Chapitre 1 : Introduction :	12
Chapitre 2 : Présentation de l'entreprise :	13
2.1 Description de la structure d'accueil :	13
2.2 L'entreprise comporte également 11 Directions Fonctionnelles :	15
2.3 Description des Activités Opérationnelles :	15
2.3.1 Activité L'Activité Exploration-Production E&P :	15
2.3.2 L'Activité Transport par Canalisation (TRC) :	16
2.3.3 L'activité Liquéfaction, Raffinage et Pétrochimie(LRP) :	17
2.3.4 Activité commercialisation COM :	17
2.3.5 Le transport maritime du GNL :	18
Les opérations de Sonatrach à l'international :	18
Filiales et Participations de Sonatrach :	19
Chapitre 3 :Généralités :	20
3.1 ÉCOULEMENTS PERMANENTS DANS LES CONDUITES EN CHARGE [1] :	20
3.1.1 INTRODUCTION :	20
3.1.2 CALCUL DES PERTES DE CHARGE :	21
3.2 Aperçu bibliographique sur le régime transitoire :	24
3.3 Analyse du régime transitoire dans une conduite en charge :	27
3.3.1 Equation de continuité:	27
3.4 Equation dynamique :	31
3.5 Conclusion :	33
Chapitre 4 :Coup de bélier : [11] :	34
4.1 Célérité d'onde dans des galeries en rocher :	39
4.2 Manœuvres rapides. Formule de Joukowsky :	40
4.2.1 Manœuvres lentes. Paramètres de la conduite :	41
4.3 Coup de bélier de fermeture progressive :	43
Chapitre 5 :Méthodes de solution du régime transitoire :	45
5.1 Introduction :	45
5.2 Solution généralisée du régime transitoire :	45
5.3 Différentes méthodes :	47
5.3.1 Méthodes générales d'analyse (méthode graphique) [12] :	47
5.3.2 Méthode des caractéristiques [13] :	51
5.3.3 Méthode des différences finis [14] :	59
5.3.4 Méthodes des éléments Finis : [15] :	64
5.4 Théorie élémentaire (fluide supposé incompressible) [16]:	65
5.5 Conclusion :	66
5.6 Le diagramme des différentes méthodes de résolutions :	67
Chapitre 6 :Graphes et Interprétations :	68
6.1 Calcul préliminaire :	68
6.2 La partie programmation :	68
6.3 APPLICATION A NOTRE CAS :	69
6.3.1 La conduite :	69
6.3.2 Simulation du conduit par MATLAB :	70

6.3.3	Simulation de la conduite par Ansys-fluent :.....	71
6.4	Variation de débit :.....	74
6.4.1	Au milieu de la conduit :.....	74
6.4.2	A la vanne :.....	75
6.5	Les différents fluides :.....	77
6.6	Au milieu:.....	77
6.6.2	A la vanne:.....	79
6.7	Les différents diamètres :.....	81
6.7.1	Au milieu:.....	81
6.7.2	A la vanne :.....	82
6.8	Différence de position :.....	84
6.8.1	Interprétation:.....	85
6.9	Conclusion :.....	86
Chapitre 7	: Solutions Les systèmes de protection :.....	87
7.1	Le cas spécial des conduites de refoulement.....	87
7.2	Les volants d'inertie.....	88
7.3	Les soupapes de décharge.....	88
7.4	Les réservoirs d'air.....	88
7.5	Les cheminées d'équilibre.....	89
7.5.1	Principe du calcul graphique représentatif du phénomène dans la cheminée :.....	89
7.6	Conclusions :.....	92
Conclusion générale	:.....	94
Référence Bibliographique	95
Annexes	:.....	97

Liste des tableaux :

Tableau 4-1: Coefficient de de perte de charge pour des différentes espèces	68
Tableau 4-2: Caractéristique des différentes espèces	68
Tableau 4-3: Nombre de Reynolds	68
Tableau 4-4: Célérité des différentes espèces	68

Liste des figures :

Figure 2-1:La hiérarchie de l'entreprise	14
Figure 2-2:Réseau de transport des Hydrocarbures de Sonatrach	16
Figure 3-1: le diagramme de Moody	24
Figure3-2 : forces et contraintes radiales	27
Figure 3-3 : déplacement d'un élément liquide	29
Figure 3-4 : forces exercées sur une tranche liquide.....	31
Figure4-1: Schéma d'une conduite à caractéristique unique avec réservoir amont et obturateur aval	34
Figure4-2 : Coup de bélier dû à la fermeture instantanée dans la conduite à caractéristique unique pour différents temps $0 \leq t \leq 2\mu$. Propagation de l'onde de pression (à gauche) y compris le gonflement et la contraction de la conduite correspondante (à droite).....	36
Figure4-3 : Changement temporel de pression à l'obturateur ; a) sans tenir compte des pertes de charge, b) avec pertes de charge. -1- Niveau du réservoir, -2- $\Delta H + V^2 / (2g)$	36
Figure4-4: Sollicitation d'un élément de conduite lors d'un coup de bélier	37
Figure4-5:Célérité de l'onde a pour différentes qualités de conduites.	38
Figure 4-6:a) Fermeture rapide de l'obturateur ($\tau < \mu$) et onde de pression résultante (surpression hachurée); b) Fermeture lente de l'obturateur ($\tau > \mu$) et onde de pression résultante (surpression hachurée).....	43
Figure 5-1: déplacement d'une onde.....	45
Figure 5-2:fermeture d'une vanne	48
Figure 5-3 : en A localisée une pompe en phase d'arrêt	49
Figure 5-4:le graphique de Bergeron en vue d'étudier les effets du coup de bélier en A et en B	49
Figure 5-5:Le graphique de Schnyder-Bergeron	51
Figure5-6: Lignes caractéristiques AP et BP dans le plan x-t.	53
Figure 5-7: a) schéma d'une conduite b)diagramme x-t avec CB ligne caractéristique	54
Figure 5-8 : Excitation du système aux extrémités amont et aval. Le domaine hachuré est influencé par les conditions initiales.	54
Figure.5-9: Réseau de caractéristiques, (\blacktriangle) condition limite amont, (\blacktriangledown) condition limite aval, (\blacksquare) condition initiale, ($\textcircled{9}$) points de calcul.	56
Figure5-10 : Réservoir amont, écoulement a) en aval et b) en amont.) section 1, (---) ligne de charge, (----) ligne de pression.	57
Figure 5-11 : Obturateur à l'extrémité aval. a) schéma hydraulique avec (---) ligne de pression, b) ouverture et c) fermeture de l'obturateur en fonction du temps t.	58
Figure 5-12 : a) transition de conduite forcées b) jonction de conduites.....	58

Figure 5-13: Schéma de Lax- Wendroff.	62
Figure 5-14 : plan xt pour la méthode implicite	64
Figure 5-15: une conduite avec un réservoir en amont et une vanne en aval.	65
Figure 6-1: Profil en long de l'Oléoduc Haoud El Hamra-Djamaa.....	69
Figure 6-2: les augmentations de pression au long de la conduite en fonction de temps	70
Figure 6-3 : Convergence de la pression statique au niveau de la vanne	73
Figure 6-4 : la variation des pressions au milieu de la conduite en deux régimes différents	74
Figure 6-5 : histogramme des différences de pression au milieu de la conduite en deux régimes différents.....	74
Figure 6-6 : la variation des pressions à la vanne en deux régimes différents.....	75
Figure 6-7: Histogramme des différences de pression à la vanne en deux régimes différents	76
Figure 6-8 : la variation des pressions au milieu de la conduite avec trois fluides différents	77
Figure 6-9: Histogramme de pressions au milieu de la conduite avec trois fluides différents	77
Figure 6-10: la variation des pressions à la vanne avec trois fluides différents	79
Figure 6-11 : histogramme de pressions à la vanne avec trois fluides différents	79
Figure 6-12: histogramme des différences de pressions au milieu de la conduite avec trois diamètres différents.....	81
Figure 6-13: la variation des pressions à la vanne avec trois diamètres différents.	82
Figure 6-14 : histogramme des différences de pressions à la vanne avec trois diamètres différents.	82
Figure 6-15 : la variation de pression en un régime de 4734m ³ /h avec les différentes positions.....	84
Figure 6-16 : la variation de pression en un régime de 3734m ³ /h avec les différentes positions.....	84
Figure 6-17 : la répartition des pressions au long de la conduite avec des temps différents	85
Figure 7-1 : principe de la disposition du réservoir d'air anti béliet.	88
Figure 7-2 : cheminée d'équilibre sur refoulement.	89
Figure 7-3 : répartition des débit cheminée-conduite.	90
Figure 7-4 : recherche du lieu q ₂ H ₂	91
Figure 7-5 : principe de la construction du point q ₂ H ₂	91

Nomenclature :

α	Angle entre l'axe de la conduite et l'horizontal	
β	Étant le coefficient de perte de charge linéaire.	
σ	contrainte	MPa
σ_1	Contrainte longitudinale	MPa
σ_2	Contrainte radiale	MPa
σ_a	Contrainte armature	MPa
σ_b	Contrainte béton	MPa
C	Célérité de propagation d'onde	m/s
C^-	Caractéristique négative	
C^+	Caractéristique positive	
C_0	Vitesse du son dans le fluide	m/s
C_d	Coefficient de débit	m
D	diamètre de la conduite	m
D_i	diamètre intérieur	m
D_e	diamètre extérieur	m
D_{disp}	Dispersion numérique	
ξ_e	est le coefficient de perte de charge	
e	épaisseur de la conduite	m
e_b	épaisseur du béton	m
e_m	épaisseur du métal	m
E	Module de Young du matériau de la conduite	Pa
E_e	Module de Young de l'eau pascal	Pa
E_b	Module de Young du béton	Pa
E_C	le module d'élasticité de la conduite	Pa
E_m	Module de Young du matériau	Pa
E_r	Module de Young de rocher	Pa
E_s	Module de Young du sol	Pa
ξ	déformation	
ξ_1	déformation longitudinale	
ξ_2	déformation radiale	
F_{ex}	Somme des forces extérieures	N
f_r	force de frottement	N
g	Accélération de la pesanteur	m/s ²
h_p	la hauteur de pression	m
H	Charge hydraulique	m
i	étape de fermeture du robinet-vanne	
j	Gradient hydraulique	
N	nombre d'intervalles Δx dans l'espace	
K_e	Module d'élasticité du fluide	Pa
K	Coefficient d'ancrage	
L	Longueur de la conduite	m
m	masse de la tranche liquide	kg
P	Pression interne	Pa
p^*	pression Totale	Pa
P_a	la charge due au remblai du sol	m

Q_v	Débit	m^3/s
R_e	Nombre de Reynolds	
S	Section de la conduite	m^2
t	Le temps seconde	
T	Période de l'onde	
U	Vitesse d'écoulement	m/s
X	abscisse suivant l'axe de la conduite	
τ	Contrainte de cisaillement	N/m^2
η	Rapport entre modules d'élasticité du métal et du béton	
ν	Coefficient de poisson du matériau de la conduite	
ν_b	le coefficient de Poisson de la conduite de béton	
ρ	Masse volumique du fluide	Kg/m^3
ΔL	Variation de longueur de l'élément liquide	m
ΔP	Perte de pression	Pa
λ	coefficient de perte de charge	
z	la cote du centre de gravité	m

1 Introduction :

Comme les hydrocarbures s'avèrent nécessaires voir indispensables dans la société moderne. Ils sont d'une grande importance en matière énergétique, parmi ces hydrocarbures on a le pétrole brut, le condensat et le gaz naturel. Pour les acheminer en différents lieux, on utilise plusieurs types de transport : le transport routier, ferroviaire ou maritime, parmi ces types de transport, on cite le mode de transport par pipeline. En utilisant ce dernier, il peut en résulter différents problèmes à savoir la corrosion, la cavitation, ou bien des problèmes liés à la fermeture d'une vanne se trouvant en aval de la station de pompage.

Cette fermeture provoque un phénomène qu'on appelle coup de bélier : qui est un passage d'un régime permanent en un régime transitoire. Il en résulte des surpressions sur les parois des pipelines. Quand ces surpressions sont plus fortes que la résistance de matériaux de la conduite, il cause l'endommagement de celle-ci et en résulte des dangers sur l'environnement.

Dans le présent travail, on s'est intéressé à une étude, permettant de déterminer les limites de la sollicitation de la pression dans une configuration où apparaît un coup de bélier suite à une fermeture d'une vanne, par rapport à la limite admissible du matériau de conception du pipeline, ce pipeline transporte du pétrole brut de Haoud El Hamra ou se trouve à la station de pompage jusqu'à djamaa qui se trouve à 190km de cette dernière, où se situe la vanne de fermeture.

En faisant varier le diamètre de la conduite, le débit et la masse volumique du fluide et le temps de fermeture de la vanne, on essaiera de donner l'influence de ces derniers sur la variation de la pression.

Le présent document va être structuré de la façon suivante :

En chapitre un on aborde des généralités qui nous conduisent à résoudre notre problème, au deuxième chapitre on expliquera du phénomène du coup de bélier, en troisième chapitre on présente les différentes résolutions du problème, dont on peut citer la méthode graphique, la méthode des différences finies, la méthode des éléments finis et la méthode des caractéristiques. On a opté pour la méthode des caractéristiques vu sa simplicité et sa maniabilité dans le calcul numérique.

En se basant sur la méthode des caractéristiques, on a pu élaborer un programme sur le logiciel MATLAB qui nous a permis de faire une simulation sur la variation de pression tout au long de la conduite au fil du temps dans le cas de l'apparition d'un coup de bélier, puis on a fait un chapitre pour l'interprétation des résultats, le dernier chapitre est réservé à donner des consignes de sécurité pour nous permettre d'atténuer les surpressions et les dépressions permettant par la suite de minimiser les effets du coup de bélier.

2 Présentation de l'entreprise :

2.1 Description de la structure d'accueil :

Sonatrach est la compagnie nationale algérienne de recherche, d'exploitation, de transport par canalisation, de transformation et de commercialisation des hydrocarbures et de leurs dérivées. Elle a pour missions de valoriser de façon optimale les ressources nationales d'hydrocarbures et de créer des richesses au service du développement économique et social du pays.

La Sonatrach à vue le jour le 31 Décembre 1963. Elle est 4^{ème} exportateur mondial de GNL, 3^{ème} exportateur mondial de GPL et 5^{ème} exportateur de Gaz Naturel. Adoptant une stratégie de diversification, Sonatrach se développe aussi bien dans les activités de génération électrique, d'énergies nouvelles et renouvelables, de dessalement d'eau de mer, de recherche et d'exploitation minière.

Poursuivant sa stratégie d'internationalisation, Sonatrach opère en Algérie et dans plusieurs régions du monde : Afrique (Mali, Niger, Libye, Egypte), Europe (Espagne, Italie, Portugal, Grande Bretagne), Amérique Latine (Pérou) et USA.

Le nouveau schéma d'organisation de la macrostructure de Sonatrach a été procédé le mercredi 18 novembre 2015. Cette action s'inscrit dans le cadre de l'évolution de l'environnement aussi bien interne qu'externe qui exige de l'Entreprise d'adapter son schéma d'organisation et son mode de gestion pour faire face aux défis, notamment ceux inscrits dans son plan à moyen terme, à savoir l'augmentation du niveau de la production et des réserves dans l'amont et la réalisation des projets de raffinage et de pétrochimie dans l'aval.

La réalisation de ces projets doit être accompagnée d'une stratégie de réduction des coûts qui permettra à l'Entreprise de dégager des ressources additionnelles nécessaires à sa croissance.

Le nouveau schéma d'organisation de la macrostructure de Sonatrach vise à :

- Conforter la Direction Générale dans son rôle de conception de la stratégie, d'orientation, de coordination, de pilotage et de management
- Concentrer les structures opérationnelles pour une meilleure synergie en veillant à leur assurer une meilleure efficacité
- Permettre une décentralisation accompagnée d'une maîtrise des pouvoirs et d'une clarté en matière de responsabilités dans le cadre de procédures bien établies tout en renforçant le contrôle
- Assurer la réactivité, la transparence et la fluidité de l'information nécessaire à la conduite et au pilotage des activités dans le but d'assurer l'efficacité globale de l'Entreprise

Cette nouvelle organisation est constituée de quatre (04) Activités Opérationnelles, il a été effectué dans : L'Activité Transport par Canalisations (TRC), Division Maintenance, Direction Pipeline Integrity Management (PIM) sous l'encadrement du chef de département réparation. La hiérarchie est illustrée dans le diagramme suivant :

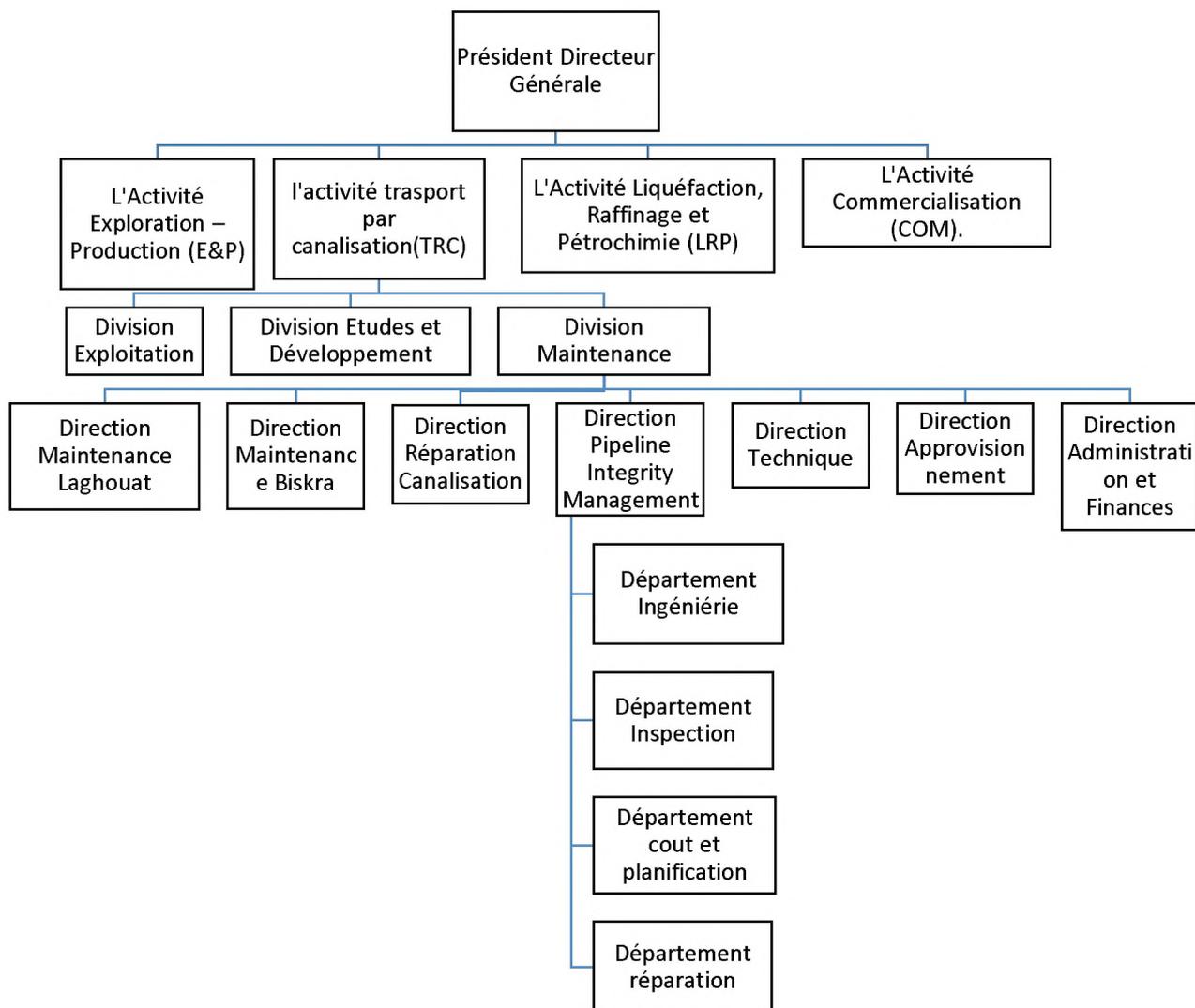


Figure 2-1: La hiérarchie de l'entreprise

2.2 L'entreprise comporte également 11 Directions Fonctionnelles :

Direction Coporate :

1. Stratégie, Planification & Économie (SPE) ;
2. Finances (FIN) ;
3. Ressources Humaines (RHU) ;

Direction Centrale :

1. Filiales & participations (FIP) ;
2. Activités Centrales (ACT) ;
3. Juridique (JUR) ;
4. Informatique & Système d'Information (ISI)
5. Marchés et Logistique (MLG) ;
6. Santé, sécurité & environnement (HSE) ;
7. Business Développement (BSD) : nouvelle direction chargée de détecter des opportunités de croissance, d'évaluer et de lancer des nouveaux projets dans les activités de base de l'entreprise ;
8. Recherche & Développement (RDT) : nouvelle direction chargée de promouvoir et de mettre en œuvre la recherche appliquée et de développer des technologies dans les métiers de base de l'entreprise.

2.3 Description des Activités Opérationnelles :

2.3.1 Activité L'Activité Exploration-Production E&P :

L'Activité Exploration-Production (E&P) couvre les activités de recherche, d'exploration, de développement et de production d'hydrocarbures. Elles sont assurées par Sonatrach seule, ou en association avec d'autres compagnies pétrolières.

Sonatrach a effectué deux découvertes de pétrole en international à travers sa filiale Sipex en association avec la National Oil Corporation (Libye). Ces découvertes ont été réalisées dans le bassin de Ghadamès, à environ 230 km au sud de la ville de Tripoli.

La quasi-totalité des réserves découvertes en Algérie à ce jour se situe dans la partie Est du Sahara algérien. Sur la base d'un découpage du domaine minier en plusieurs régions pétrolières, 67% sont renfermées dans Oued Mya et Hassi Messaoud, où se situent les deux gisements géants de Hassi-R'mel (gaz) et Hassi Messaoud (huile). Le bassin d'Illizi occupe la 3ème position avec 14% des réserves initiales en place, puis viennent les bassins de Rhourde-Nouss (9%), Ahnet-Timimoun (4%) et Berkine.

2.3.2 L'Activité Transport par Canalisation (TRC) :

L'Activité Transport par Canalisation (TRC) assure l'acheminement des hydrocarbures (pétrole brut, condensat, GPL et gaz naturel) et dispose d'un réseau de canalisations de près de 19 623 km en 2015 contre 14 915 en 2005, soit une augmentation de 4 708 km. (36%):

Des gazoducs d'une longueur de 9 677 km, avec des diamètres variant principalement entre 40'' et 48''.

Des oléoducs d'une longueur de 9 946 km, avec des diamètres variant principalement entre 20'' et 34''.

L'activité Transport par Canalisation dispose de :

- 21 oléoducs d'une longueur de 9 946 Km avec une capacité de 248 Millions de Tep/An
- 16 gazoducs d'une longueur de 9 677 km, avec une capacité de 178 Milliards de Sm³/an.
- 82 stations de pompage et de compression équipées de plus de 290 machines tournantes, principales d'une puissance totale de près de 03 millions de CV.
- Une capacité de stockage de près de 4,2 Millions de Tep (127 bacs).
- Des structures de maintenance articulées autour de 03 bases principales de maintenance et 03 bases régionales d'intervention.
- Un centre national de dispatching gaz (CNDG) à Hassi R'mel.
- Un centre de dispatching des hydrocarbures liquides (CDHL) à Haoud El Hamra.

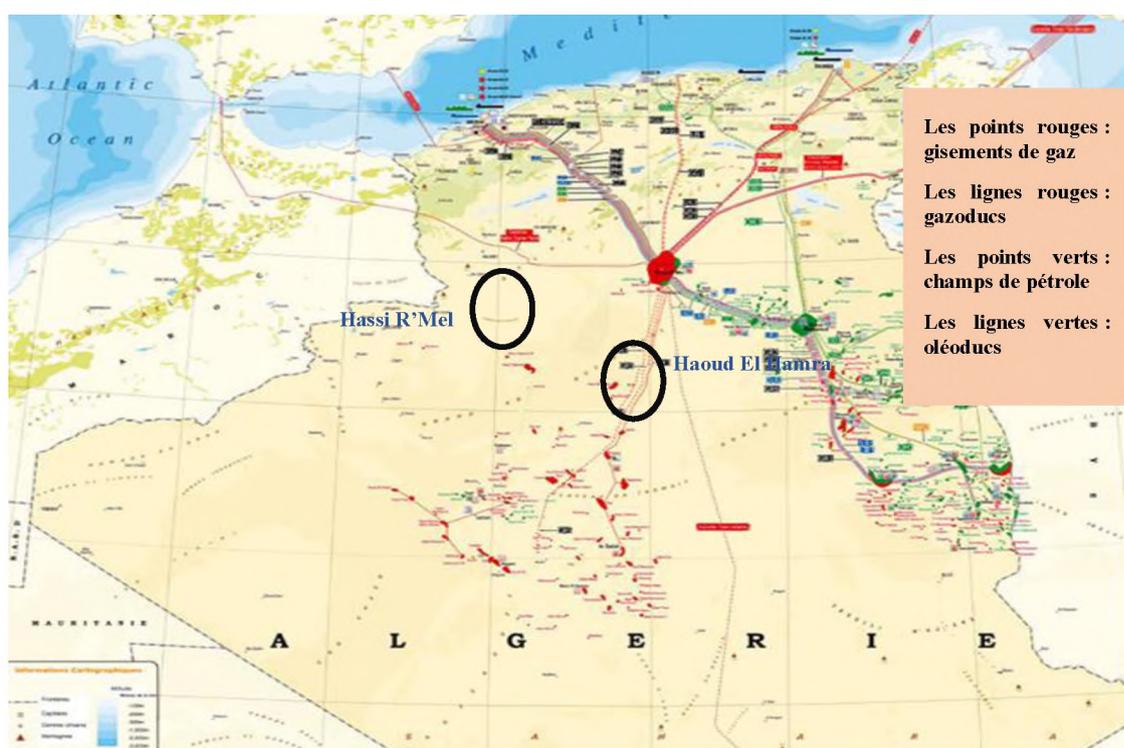


Figure 2-2: Réseau de transport des Hydrocarbures de Sonatrach

2.3.3 L'activité Liquéfaction, Raffinage et Pétrochimie(LRP) :

L'activité Liquéfaction, Raffinage et Pétrochimie(LRP) couvre le développement et l'exploitation des complexes de liquéfaction de gaz naturel, de séparation de GPL, de raffinage et des gaz industriels.

Sonatrach dispose à travers l'activité Aval de :

Trois (3) complexes de GNL, d'une capacité totale de production de 40 millions m³ GNL/an.

Un (1) méga train à Skikda d'une capacité de 10 millions m³/GNL/an, mis en service en 2013.

Un (1) méga train d'Arzew d'une capacité de 10,6 millions m³/GNL/an , en phase d'achèvement.

Deux (2) complexes de GPL à Arzew d'une capacité totale de séparation de 10,4 millions de tonnes /an ;

Deux (2) unités d'extraction d'hélium: l'une à Arzew et l'autre à Skikda.

Cinq (5) Raffineries de brut :

Une raffinerie à Alger, avec une capacité de traitement de pétrole brut de 2,7 millions de tonnes/an

Une raffinerie à Skikda, avec une capacité de traitement de pétrole brut de 16,5 millions de tonnes/an

Une raffinerie à Arzew, avec une capacité de traitement de pétrole brut de 3,75 millions de tonnes/an

Une raffinerie à Hassi Messaoud, avec une capacité de traitement de pétrole brut de 1,1 millions de tonnes/an.

Une raffinerie à Adrar, en partenariat avec une capacité de traitement de pétrole brut de 600 000 tonnes an. S'ajoute à cela une raffinerie de condensat à Skikda, d'une capacité de traitement de 5 millions de tonnes/an.

2.3.4 Activité commercialisation COM :

L'activité Commercialisation(COM) a pour missions l'élaboration et l'application de la stratégie de Sonatrach en matière de commercialisation des hydrocarbures sur le marché intérieur et à l'international par les opérations de trading et des hipping.

Ces opérations sont menées en coopération avec les filiales NAFTAL pour l'approvisionnement du marché national en produits pétroliers et gaziers (GPL), HYPROCSC pour le transport maritime de ces produits et COGIZ pour la commercialisation des gaz industriels.

L'Activité Commercialisation gère les interfaces et les opérations avec les autres opérateurs nationaux pour satisfaire la demande du marché national dans les meilleures conditions économiques et de qualité de service. La société nationale d'électricité et de gaz « Sonelgaz» est le plus important client de Sonatrach et le principal acteur sur le marché domestique pour la production et la distribution de l'électricité ainsi que la distribution publique du gaz naturel.

L'approvisionnement de Sonelgaz se fait à travers 65 points de livraison répartis sur tout le territoire national.

Quant au GPL, il est essentiellement distribué par la société nationale NAFTAL, filiale de Sonatrach à 100%. Naftal intervient dans les domaines de l'enfûtage des GPL, du stockage et de la distribution des carburants, lubrifiants, GPL / carburant, pneumatiques et produits spéciaux.

Hormis l'expansion du marché national (11,5 millions de TEP d'hydrocarbures liquides et près de 34 millions de TEP d'hydrocarbures gazeux), le marché international représente près de 70% des ventes d'hydrocarbures liquides et gazeux. En effet, Sonatrach s'est donné les moyens de se positionner en qualité de groupe pétrolier et gazier international. Sonatrach possède (21) navires de transport (02 pétroliers), (10GPL) et (09GNL) et se positionne comme un acteur majeur dans l'exportation du GPL et du GNL dans le bassin euro-méditerranéen. Elle ambitionne de développer sensiblement ses parts de marché aux USA et en Asie, notamment en Chine et en Inde.

Dans le cadre de sa stratégie d'exportation de gaz naturel pour atteindre des pays lointains, Sonatrach possède de la capacité de regazéification dans les terminaux d'Isle of Grain, Montoir de Bretagne et des participations dans le terminal Reganosa.

2.3.5 Le transport maritime du GNL :

Sonatrach dispose d'une flotte de neuf méthaniers à travers sa filiale Hyproc Shipping Company :

NAVIRE	Capacité en m^3
BACHIR CHIHANI	129700
LARBI BEN M'HIDI	126130
MOURAD DIDOUCHE	126130
RAMDANE ABANE	126130
MOSTEFA BENBOULAI	125260
BERGE D'ARZEW	138000
LALA FATMA N'SOUMER	145000
Cheikh el Mokrani	75500
Cheikh Bouamama	75000

Les opérations de Sonatrach à l'international :

Adoptant une stratégie d'internationalisation de ses activités seule et de partenariat, Sonatrach renforce sa position sur la scène internationale de l'industrie pétrolière et gazière, par une diversification de ses activités :

Exploration-Production

Transport par canalisation

Liquéfaction, Raffinage et Pétochimie

Commercialisation des produits pétroliers

Transport maritime

Autres Services

Filiales et Participations de Sonatrach :

Le Groupe Sonatrach dispose de 154 filiales et participations, qui activent aussi bien au niveau national qu'à l'international.

105 sociétés sont présentées en Algérie et 49 autres à travers le monde, notamment au Pérou, en Angleterre, en Espagne, au Mali, et au Niger, entre autres.

Les sociétés du Groupe Sonatrach interviennent dans des domaines variés, notamment :

- La production et l'exploration d'hydrocarbures
- Les services parapétroliers.
- La production et la commercialisation d'engrais et de fertilisants.
- La construction et l'engineering.
- Le dessalement d'eau de mer.
- Le transport aérien.
- Le trading.
- Le shipping.

3 Généralités :

3.1 ÉCOULEMENTS PERMANENTS DANS LES CONDUITES EN CHARGE [1]:

3.1.1 INTRODUCTION

L'adduction et la distribution du pétrole s'effectue généralement dans des conduites en charge.

Nous supposons que les caractéristiques de la conduite (diamètre, si elle a une section circulaire, ce qui est en pratique toujours le cas ; état intérieur des parois) sont identiques d'une section à une autre dans le tronçon étudié.

Nous nous plaçons en dehors des perturbations des extrémités, ou des points singuliers (coudes, branchements et bien entendu, pompes ou turbines), nous pouvons admettre alors que les caractéristiques de l'écoulement sont identiques d'une section à une autre de la conduite.

La charge hydraulique H dans une section transversale de la conduite correspond à l'énergie totale par unité de poids de toutes les particules situées dans cette section, et vaut :

$$H = z + \frac{P}{\rho g} + \alpha \frac{U^2}{2g} \quad 3-1$$

Où : U est la vitesse moyenne dans la section.

α : est un coefficient numérique (compris entre 1 et 2) dépendant de la répartition des vitesses dans la section et qui vaut 1, lorsque cette répartition est uniforme ;

z : est la cote de la particule du fluide;

ρ : Masse volumique du fluide.

Pour tous les écoulements de liquides réels, *la charge décroît dans le sens de l'écoulement* par suite de frottements contre les parois et de dissipation d'énergie dans le fluide lui-même.

La perte de charge entre deux sections S_1 et S_2 située à l'aval de S_1 , vaut :

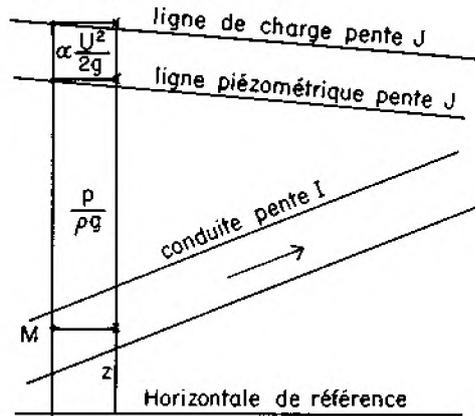
$$\Delta H = \frac{\Delta P}{\rho g} \quad 3-2$$

En désignant par p^* , pression totale, la quantité $p + \rho g z$, regroupant les termes de pression et de pesanteur. En hydraulique urbaine on prendra comme pression origine la pression atmosphérique, on appellera alors la pression étoilée, cote piézométrique.

La perte de charge, dans le cas d'un écoulement uniforme ne correspond pas à une perte d'énergie cinétique ($U_1 - U_2$), mais à une diminution de la cote piézométrique.

On définit la perte de charge unitaire $J = dH/dl$, calculée par exemple en mètres d'eau par mètre de conduite, comme la perte de charge pour une longueur unité de tuyau. Les conditions de dissipation de l'énergie étant les mêmes tout le long de la canalisation en régime uniforme, cette perte de charge unitaire est constante et donc indépendante du point du tuyau où on la calcul.

Si on considère les diverses sections de la conduite, on peut définir, par rapport à une horizontale de référence :



une *ligne piézométrique*, pour laquelle la cote de chaque point est la cote piézométrique dans la section correspondante de la conduite (située toujours au-dessus de la conduite sous pression);

et une *ligne de charge*, dont chaque point correspond à la charge dans la section, cette ligne ne diffère de

la première que par la quantité constante $\alpha U^2/2g$, donc elle doit être parallèle à la ligne piézométrique.

Très souvent, $\alpha U^2/2g$ est très faible devant $p^*/\rho g$ et les deux lignes peuvent être confondues, ou P^* représente la pression totale.

Il faut distinguer ici, à la différence de l'écoulement uniforme en canal découvert, la pente I de la conduite et la pente J de la ligne de charge. La conduite peut être ascendante, *la ligne de charge descend toujours*.

3.1.2 CALCUL DES PERTES DE CHARGE

Déterminer la perte de charge entre deux sections d'une conduite donnée débitant un débit Q donné, se ramène à la détermination de J.

L'analyse dimensionnelle permet de montrer que :

$$J = \frac{1}{\rho g} \frac{dp^*}{dl} = \frac{\lambda U^2}{D 2g} \quad 3-3$$

(Formule dite de Darcy ou Darcy-Weisbach) où

$$\frac{dp^*}{dl} = \frac{\rho U^2 \lambda}{2D} \quad 3-4$$

D étant le diamètre du tuyau et λ un coefficient numérique, dit *coefficient de perte de charge*, fonction du nombre de Reynolds $Re = U \cdot D/\nu$ et de la rugosité relative k/D du tuyau (où k caractérise la rugosité du tuyau et correspond par exemple à la hauteur moyenne des aspérités).

$$\text{Donc} \quad J = \frac{\lambda(R_e, \frac{k}{D})}{D} \cdot \frac{U^2}{2g} \quad 3-5$$

$$\text{Comme} \quad U = \frac{Q_v}{S} = \frac{4Q_v}{\pi D^2} \quad 3-6$$

Où Q_v est le débit à travers une section quelconque de la conduite.

Qui se ramène à :

$$J = \frac{8\lambda Q_v^2}{D^5 g\pi^2} \quad 3-7$$

Il existe depuis Darcy (1857) de très nombreuses formules de calcul des pertes de charge en écoulement uniforme. Les formules anciennes, empiriques donnent pour un certain fluide circulant dans un certain type de canalisations, la perte de charge unitaire en fonction du diamètre et du débit (ou de la vitesse moyenne). Ces formules, dont les résultats sont donnés par des tables ou des abaques évitant tout calcul, sont valables dans le domaine où elles ont été établies (formules de Darcy, Lévy, Williams et Hazen, Scimemi), pour trouver la forme de la fonction :

$$\lambda = f\left(Re, \frac{k}{D}\right) \quad 3-8$$

On a pu retrouver une présentation plus universelle des résultats (diagramme de Moody).

1) En régime établi, pour des conduites hydrauliquement lisses correspondant aux faibles vitesses et aux faibles valeurs du nombre de Reynolds, on montre que :

$$\lambda = \frac{64}{Re} \quad (\text{Formule de Poiseuille})$$

Il est bon de rappeler que dans le domaine qui nous, nous intéresse, on est toujours en régime turbulent.

2) Dans le cas d'un écoulement *turbulent*, le seul à considérer dans la pratique pour un fluide, on doit distinguer entre le cas des tuyaux idéalement lisses ($k = 0$) et celui des tuyaux rugueux. Par contre, en régime turbulent, la vitesse ayant une valeur finie élevée au voisinage immédiat de la paroi, la rugosité exerce une influence essentielle sur l'écoulement dès que la dimension des aspérités est comparable à l'épaisseur de la couche limite laminaire.

L'effet de la rugosité disparaît quand la dimension des aspérités est inférieure au tiers de l'épaisseur de la couche limite, au contraire il est prépondérant quand il atteint plusieurs fois cette épaisseur.

La notion de paroi lisse en écoulement turbulent est donc complexe, car l'épaisseur de la couche limite laminaire est très variable et la rugosité à considérer doit toujours être une rugosité relative.

a) Pour les tuyaux lisses, Blasius a donné la formule

$$\lambda = \frac{0,316}{Re^{1/4}} \quad 3-9$$

Cette formule, valable pour les faibles valeurs de Re , doit être, au-delà, remplacée par la loi de Prandtl-Von Karman

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = 2 \log_{10}(Re\sqrt{\lambda}) - 0.8 \quad 3-10$$

- b) Pour les tuyaux *rugueux*, et pour les valeurs élevées de Re , où la rugosité intervient seule, on a la formule de Nikuradse :

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = 1.14 - 2 \log_{10} \left(\frac{k}{D} \right) \quad 3-11$$

Nikuradse avait montré que pour des rugosités artificielles bien définies et des nombres de Reynolds élevés, λ ne dépendait que de la rugosité relative k/D .

Nikuradse avait fait ses expériences en réalisant la rugosité par collage de grains de sable sur la paroi des tuyaux. Les rugosités industrielles donnent des résultats légèrement différents, comme l'a montré Colebrook.

La plupart des écoulements industriels se situent, en *pratique, dans la zone de transition entre le turbulent lisse et le turbulent rugueux*, où la formule à adopter, due à *Colebrook* est la suivante :

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \log_{10} \left(\frac{k}{3.71D} + \frac{2.51}{Re \sqrt{\lambda}} \right) \quad 3-12$$

Où interviennent, à la fois, Re et la rugosité.

Cette formule est valable pour $Re > 2400$. Elle est empirique et ajustée sur les résultats expérimentaux de Nikuradse et Colebrook, mais elle a un caractère « universel » pour les conduites industrielles : elle est, en effet, valable dans une large plage de nombres de Reynolds et de rugosités et pour des *fluides quelconques, liquides ou gaz*. *La nature du fluide et sa température* interviennent dans la formule par la viscosité cinématique ν dont dépend le nombre de Reynolds $Re = UD/\nu$

Pour appliquer la formule de Colebrook dans un cas pratique à une canalisation d'un matériau donné, il faut se fixer k , et les ingénieurs qui, consciemment ou non, utilisent cette formule (en se reportant en pratique à des tables ou des abaques) sont conduits à attribuer des valeurs à k qui peuvent varier beaucoup.

Le dernier manuel de la Société de Fonderies de Pont-à-Mousson (1969) a réduit les valeurs de k utilisées dans les tables (dressées à l'aide d'une calculatrice électronique) aux valeurs suivantes :

- $k = 0,0001 \text{ m} = 0,1 \text{ mm}$ pour les conduites en service
- $k = 0,00003 \text{ m} = 0,03 \text{ mm}$ pour les conduites neuves

En fonte revêtues de mortier de ciment, étant entendu que ces chiffres seraient valables, selon la Commission Technique « Pertes de Charge » de la Chambre Syndicale Nationale d'Hygiène Publique pour tous les tuyaux modernes : acier endoplasté, amiante-ciment, béton centrifugé, fontes pourvues de revêtements centrifugés modernes, P.V.C. rigide.

Avec ces tuyaux, la stabilité de la valeur de k dans le temps peut être admise. Néanmoins, pour les conduites en service, on peut trouver de gros écarts par rapport aux valeurs indiquées, écarts dus à des variations de la qualité du fluide transportée qui peut être plus ou moins incrustante ou plus ou moins agressive.

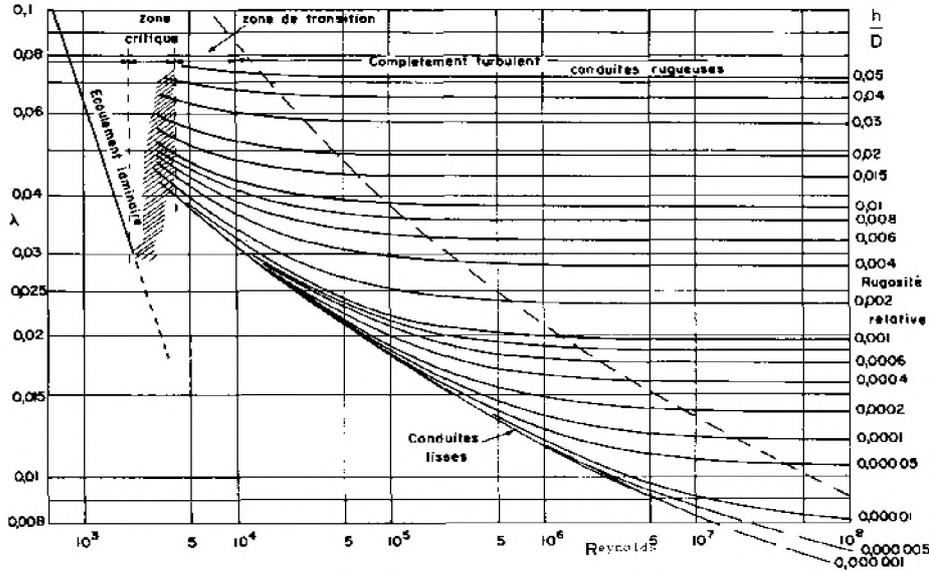


Figure 3-1: le diagramme de Moody

3.2 Aperçu bibliographique sur le régime transitoire :

A travers l'aperçu bibliographique, plusieurs travaux antérieurs ont eu lieu et ont donné suite à des résultats appréciables où de nombreuses méthodes numériques ont fait l'objet d'application pour la résolution des systèmes d'équations différentielles régissant le phénomène transitoire d'une manière générale.

L'analyse des écoulements transitoires dans les tuyauteries, le but communément recherché est le contrôle des ondes de pression pour protéger les éléments des conduites contre les surpressions et les dépressions qui apparaissent. Dans l'analyse du phénomène transitoire, on peut considérer une variation lente du débit et de la pression dans la conduite en admettant que la loi d'évolution de l'écoulement est donnée d'une façon approchée par l'équation régissant les mouvements non permanents. Dans ce cas, le fluide est supposé incompressible et la conduite indéformable : Les paramètres hydrauliques tels que le débit, la vitesse, et les accélérations sont identiques en un instant donné en tout point de la conduite ; C'est le mouvement dit en masse qui est considéré par hypothèse lors des dimensionnements des cheminées d'équilibre [2], qui sont abandonnées à l'heure actuelle.

Couramment en pratique, dans les conduites de pétrole, on constate une variation rapide des écoulements, provoquant ainsi un gradient de débit ou de pression important. Dans cette situation, la déformation de l'enveloppe de la conduite et la compressibilité de fluide sont à considérer nécessairement dans le temps et dans l'espace. Cette variation n'est pas constante et se présente sous forme d'onde : on a donc affaire à un

mouvement dit d'ondes (ou coup de bélier) qui peut être croissant ou décroissant suivant la loi de la manœuvre de la vanne.

Dans toute forme, l'analyse du régime transitoire nécessite comme base d'étude commune :

- l'équation de continuité.
- l'équation du mouvement.

Dans ce travail, on s'intéresse au cas réel c'est-à-dire que la considération de la compressibilité du pétrole et la déformation de la continuité est loin d'être négligée.

Dans ce domaine, plusieurs chercheurs se sont penchés sur les problèmes instationnaires liés aux écoulements, ainsi qu'aux problèmes de propagation d'ondes. Au début du siècle, MANABREA (1858), JOUKOVSKI (1898), et par la suite ALLIEVI (1903), ont étudié les phénomènes du régime transitoire et plus particulièrement le coup de bélier dans les installations de pompage suite aux arrêts et aux démarrages des pompes. Plus tard, ALLIEVI (1928) et Quick (1927), ont publié des abaques, pour simplifier la détermination des surpressions produites dans une conduite par la fermeture d'un clapet. Ces travaux antérieurs ont permis par la suite à ANGUS (1935,1938) et Sch. BERGERON (1950) de mettre au point une méthode de résolution graphique. Une procédure numérique s'appuyant sur la méthode des caractéristiques a été élaboré par les contributions de PARMAKIAN (1963) et WYLIE et STREETER (1967) et (1993).

CARON (1986) a établi un modèle numérique en étudiant le diagnostic du coup de bélier sous l'effet des pertes de charge dues au clapet.

Cette procédure n'a cessé d'être élargie et consolidée pour rendre compte des divers phénomènes qui accompagnent le passage des ondes de coup de bélier dans les tuyauteries. Une étude du coup de bélier vise donc à déterminer si la pression dans l'ensemble d'un système est à l'intérieur des limites prescrites suite à une perturbation de l'écoulement.

Cependant le calcul du coup de bélier a pour rôle de vérifier la tenue des conduites de caractéristiques choisies. Néanmoins, il n'existe pas de méthode directe permettant le dimensionnement des conduites tout en tenant compte du coup de bélier [3].

En effet, certains choix judicieux, à l'étape de dimensionnement préliminaire, peuvent minimiser l'étendue d'un éventuel problème de coup de bélier et donc réduire le coup du système anti-bélier.

La théorie du coup de bélier considère, jusqu'à maintenant que la poussée extérieure sur la conduite est nulle. Or en réalité, ce n'est pas toujours le cas pratiquement, vu que les réseaux du fluide sont enterrés, et ou le régime transitoire est fréquent. Le comportement mécanique du sol agira certainement sur la déformabilité de l'enveloppe de la conduite et par conséquent la modification de la célérité d'onde (SALAH B.)2002 [5]

CUNGE et WEGNER [6] , depuis 1965 , avaient proposé l'artifice de la pente piézométrique , permettant d'effectuer le passage dans les deux sens entre un écoulement à surface libre et un écoulement en charge .Cet artifice ne permet pas toutefois , une fois l'écoulement complètement en charge , de résoudre des problèmes à fortes variation d'inertie , comme les coups de bélier .De plus dans le passage de l'écoulement en charge à l'écoulement à surface libre ,cet artifice donne lieu parfois à des indéterminations nécessitant des altérations successives pour déterminer le niveau de la surface libre .

En analysant cet artifice , NGUEN TRIEU DONG[7] a proposé une méthode qui , en tenant compte de la compressibilité du fluide et de l'élasticité éventuelle de la conduite permet de calculer le passage local de l'écoulement à surface libre à l'écoulement en charge (ou vice versa)dans une conduite soit en écoulement partiellement à surface libre et partiellement en charge (une partie de la conduite est à surface libre , une partie est en écoulement en charge),soit les ondulations de la surface libre quand l'écoulement est fluvial et complètement à surface libre , soit les ondes de coup de bélier quand l'écoulement est en charge .

Les recherches entamées par B. BAHRAR (1998) [8] sur la modélisation du coup de bélier avec prise en compte du comportement réel de la conduite, ont été menées avec un minimum d'hypothèses tant sur l'écoulement du fluide que sur le comportement de la paroi ou sont également prises en compte les déformations de flexion et de cisaillement ainsi que les effet dynamiques liés à l'inertie de la paroi.

L'analyse des écoulements transitoires en conduite est traditionnellement conduite par voie numérique. Dans ce cas, H.A.BASHA B.G.KASSAB (1996) présentant une solution analytique approchée du problème non linéaire des écoulements non permanent en conduite. Les équations de continuité et de quantité de mouvement sont combinées pour donner un système d'équations aux dérivées partielles non linéaires hyperboliques dont une solution approchée est obtenue à partir d'une méthode de perturbations appelée « expansion delta ».

Dans ses travaux de thèse, E. HADJ. TAYEB (1977) [8] a élaboré un algorithme de calcul des écoulements transitoires en conduite dans les mélanges de liquide et de gaz et a montré que la méthode de Lax. Wendroff est la seule qui puisse être appliquée à tous les problèmes de régime transitoire de mélange, avec ou sans échange de masse, et que cette méthode est pratique et économique quant à son application.

Dans le domaine de l'étude des régimes transitoires, G COMBES et J. ZAOUI [9] ,1967, ont étudiée l'analyse des erreurs introduites par l'utilisation pratique de la méthode des caractéristiques dans le calcul du coup de bélier.

3.3 Analyse du régime transitoire dans une conduite en charge :

En considérant, dans une conduite, deux variables dépendantes, le débit Q et la pression P fonction de l'espace X et du temps t , et les principes de conservation de la masse et de la quantité de mouvement, il est possible de définir un système à deux équations aux dérivées partielles pour décrire le comportement physique du système fluide-conduite. Ces équations dérivent à partir de l'application de deux lois principales à savoir : [10]

3.3.1 Equation de continuité:

Avant d'aborder le raisonnement, il est préférable de rappeler certains résultats de mécanique des matériaux et les utiliser pour déterminer les contraintes dans les tuyaux sous pression. Dans ce cas la loi de Hooke permet d'écrire :

$$\xi_1 = \frac{1}{E}(\sigma_1 - \nu\sigma_2) \quad 3-13$$

$$\xi_2 = \frac{1}{E}(\sigma_2 - \nu\sigma_1) \quad 3-14$$

σ_1 et σ_2 , désignent les contraintes longitudinale et radiale.

ξ_1 et ξ_2 , désignent les déformations correspondantes.

E : désigne le module de Young du matériau de la conduite.

ν : désigne le coefficient de Poisson du matériau de la conduite.

On exprime les contraintes σ_1 et σ_2 comme suit :

3.3.1.1 Contrainte σ_2 :

On considère une conduite de diamètre interne « D » et d'épaisseur « e ». Au cours d'un écoulement en charge, la pression interne « P » qui règne, alors l'équilibre sur la demi-circonférence. (Figure3-2) donne :

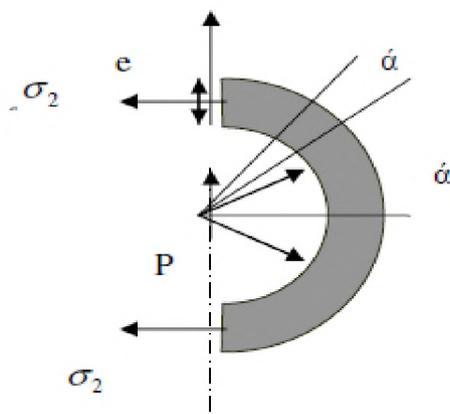


Figure3-2 : forces et contraintes radiales

La contrainte engendrée est :

$$\sigma_2 = \frac{PD}{2e} \quad 3-15$$

3.3.1.2 Contrainte σ_1 :

Pour la détermination de cette contrainte, différents cas sont à considérer :

- **Premier cas** : Si la conduite a suffisamment de joints, c'est le cas pratique d'ailleurs on peut considérer qu'il n'y a ni contraintes, ni déformation longitudinale et que les éléments cylindriques successifs sont indépendants entre eux (donc $\xi_1=0$).

En remplaçant dans l'équation 1-1, on obtient, $\sigma_1=0$ et $\sigma_2 = \frac{PD}{2e}$

On aura :

$\nu=0$ Dans ce cas, ν n'est pas alors le module de Poisson du matériau proprement dit, mais son équivalent pour la canalisation globale.

-**Deuxième cas** : La contrainte longitudinale doit être prise en compte.

Elle dépend dans ce cas de la façon dont la conduite est ancrée aux extrémités.

1/conduite ancrée aux deux extrémités : on a $\xi_1 = 0$ Par conséquent : $\sigma_1 = \nu\sigma_2$

2/conduite libre à une extrémité : La force qui s'exerce à l'extrémité de la conduite est égale à $\frac{P\pi D}{4}$, cette force s'exerce sur le périmètre entier du tuyau πD , donc sur la surface πDe .

La contrainte est donc $\sigma_1 = \frac{PD}{4e}$

Qu'on peut écrire : $\sigma_1 = \frac{\sigma_2}{2}$

Récapitulation :

- l'expression de la contrainte radiale : $\sigma_2 = \frac{PD}{2e}$.
- l'expression de la contrainte longitudinale : $\sigma_1 = K\sigma_2$.
- Le coefficient d'ancrage « K » peut avoir trois valeurs :

Cas (a) : conduite sans joints, libre à une extrémité $K = \frac{1}{2}$, $\sigma_2 = \frac{PD}{2e}$, $\sigma_1 = \frac{PD}{4e}$

Cas (b) : conduite sans joints, ancrée aux deux extrémités $K = \nu$, $\sigma_1 = K\sigma_2$, $\xi_1 = 0$

Cas (c) : conduite avec de nombreux joints $K = 0$, $\sigma_1 = 0$, $\xi_1 = 0$

On exprime l'équation de continuité en analysant les déformations à masse constante d'un volume de liquide entre les instants « t » et « t+dt » ; cette masse étant constante est égale à :

$$\rho V = \rho S dL \quad 3-16$$

Soit :

$$\frac{d\rho}{\rho} + \frac{dS}{S} + \frac{d(\Delta L)}{\Delta L} = 0 \quad 3-17$$

Avec :

ρ : La masse volumique du liquide

S : La section radiale

ΔL : La variation de longueur de l'élément liquide

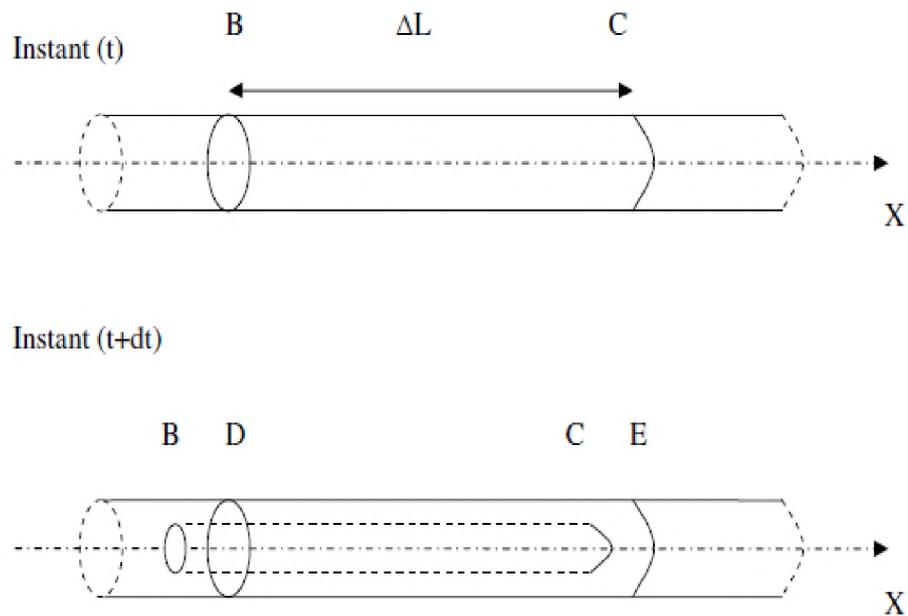


Figure 3-3 : déplacement d'un élément liquide

En examinant Figure 3-3, on peut exprimer la variation de la longueur de l'élément du liquide :

$$\Delta L (t) = XC - XB \quad 3-18$$

$$\Delta L (t + dt) = XE - XD \quad 3-19$$

$$d (\Delta L) = (XE - Xc) - (XD - XB) \quad 3-20$$

$$d (\Delta L) = Uc dt - UB dt = (Uc - UB) dt \quad 3-21$$

D'où :

$$d (\Delta L) = \frac{\partial U}{\partial x} \cdot \Delta L \cdot dt \quad 3-22$$

et :

$$d (\Delta L) = \frac{\partial U}{\partial x} \cdot \Delta L \cdot dt \quad 3-23$$

Sachant que le module d'élasticité du fluide K_e est égal à $dP / d\rho / \rho$.on peut exprimer la variation de la masse volumique ρ de l'élément liquide comme suit :

$$\frac{d\rho}{\rho} = \frac{dP}{K_e} \quad 3-24$$

On peut exprimer la variation de la section de l'élément liquide :

La section de l'écoulement liquide reste en permanence égale à celle de l'élément de la conduite qui l'entoure, on a donc :

$$\frac{dS}{S} = \frac{2dr}{r} = 2d\xi_2 = \frac{2(d\sigma_2 - v d\sigma_1)}{E} \quad 3-25$$

On a vu précédemment que $\sigma_1 = K\sigma_2$. Si on pose $f = 1 - Kv$ on obtient :

$$\frac{dS}{S} = \frac{2df}{f} \sigma_2 = \frac{dD f dP}{Ee} \quad 3-26$$

Avec : S : la section de la conduite

En remplaçant chaque terme de l'équation (2.23), par leurs expressions données ci-dessus, on obtient l'équation de continuité :

$$\frac{\partial U}{\partial X} + \left(\frac{1}{K_e} + \frac{D}{Ee} f \right) \frac{d\rho}{dt} = 0 \quad 3-27$$

On voit que le terme $\left(\frac{1}{K_e} + \frac{D}{Ee} f \right)$ dépend d'une part de la compressibilité du fluide $\left(\frac{1}{K_e} \right)$, D'autre part des caractéristiques de la conduite $\left(\frac{D}{Ee} \right)$, et de la façon dont cette dernière est ancrée f . Ce terme f est donc en général une caractéristique de l'installation sur laquelle on étudie le coup de bélier on pose donc :

$$\frac{1}{C} = \rho \left(\frac{1}{K_e} + \frac{D}{Ee} f \right) \quad 3-28$$

Ce qui donne comme nouvelle expression de l'équation de continuité :

$$\rho \frac{\partial U}{\partial X} + \frac{1}{C^2} \left(\frac{\partial U}{\partial t} + U \frac{\partial P}{\partial X} \right) = 0 \quad 3-29$$

L'équation (1.17) représente la première équation de Saint-Venant.

3.4 Equation dynamique :

Considérons un élément liquide de petit volume se déplaçant dans un cylindre ‘voir Figure 3-4

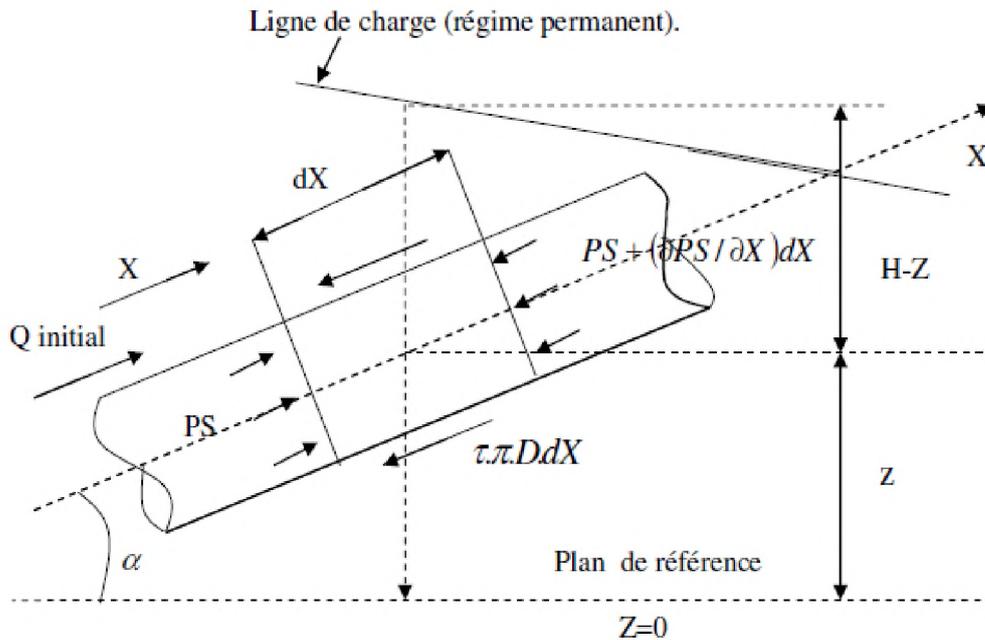


Figure 3-4 : forces exercées sur une tranche liquide

On va suivre un petit élément de volume dans son mouvement et lui appliquer le théorème des quantités de mouvement :

$$\frac{d(mU)}{dt} = F_{ex} \quad 3-18$$

Avec :

F_{ex} = Somme des forces extérieures.

m = la masse de la tranche liquide .

U = Vitesse d'écoulement.

L'expression (3.18) indique que la dérivée de la quantité de mouvement est égale à la somme des forces extérieures appliquées à l'élément fluide.

$$\frac{d(mU)}{dt} = U \frac{d(m)}{dt} + m \frac{d(U)}{dt} \quad 3-19$$

La masse de l'élément liquide ne varie pas dans son déplacement on a :

$$\frac{d(m)}{dt} = 0$$

Donc :

$$\frac{d(mU)}{dt} = \frac{m(d(U))}{dt} = \rho S dX \frac{d(U)}{dt} \quad 3-20$$

Les forces extérieures appliquées et projetées sur l'axe de la conduite pour une couche du fluide d'épaisseur dx sont (Figure 3-4) :

- La pression sur une face de la tranche dX : PS
- La pression sur l'autre face : $-(P + \frac{\partial P}{\partial X} dX) S$

La section S est supposée constante sur toute la longueur de la conduite donc, on néglige le terme $\frac{\partial S}{\partial X}$

- La composante du poids : $-\rho g S dX \sin \alpha$

Où α désigne l'angle entre l'axe de la conduite et l'horizontale

- Les frottements du liquide avec les parois de la conduite : $\tau \pi D dX$

τ : contrainte de cisaillement.

Notons que : $\frac{dZ}{dX} = \sin \alpha$ et $P = \rho g(H - Z)$

A partir de la Figure 3-4 et En négligeant l'énergie cinétique ($U^2/2g$) on peut écrire :

$$\Sigma F_{ex} = PS - (PS + S \frac{\partial P}{\partial X} dX) - \rho g S dX \sin \alpha - \tau \pi D dX \quad 3-21$$

On détermine d'abord le terme $\tau \pi D$.

Les pertes de pression étant représentées par ΔP , données par l'expression suivante de Darcy Weisbach :

$$\Delta P = \rho g \lambda \frac{L U^2}{D 2g} \quad 3-22$$

Avec

λ : Coefficient de de perte de charge

Par conséquent la force de frottement peut être calculée par deux relations qui sont les suivantes :

$$f_r = \tau \pi D L \quad \text{Ou} \quad f_r = \Delta P \cdot \frac{\pi D^2}{4} \quad 3-23$$

D'où l'on déduit :

$$\tau \pi D = \frac{\pi D^2}{4} \rho g \frac{\lambda U^2}{2gD} = j \rho g S \quad 3-24$$

Avec $j = \frac{\lambda U^2}{2gD}$ qui est le gradient hydraulique

On injecte l'expression (1.24) dans l'équation (1.20) on obtient :

$$\Sigma F_{ex} = - \frac{\partial P}{\partial X} S dX - \rho \cdot g \cdot S \sin \alpha dX - j \rho g S dX \quad 3-25$$

En portant l'équation (2.25) dans l'équation (2.20), on obtient après simplification par : $\rho S dx$

$$\frac{dU}{dt} + \frac{1}{\rho} \frac{dP}{dX} = -g(\sin\alpha + j) \quad 3-27$$

L'expression (2.27) représente la deuxième équation de Saint-Venant

On sait par ailleurs que :

$$\frac{dU}{dt} = \frac{\partial U}{\partial t} + \frac{\partial X}{\partial t} \frac{dU}{dX} \quad 3-28$$

Ou bien

$$\frac{dU}{dt} = \frac{\partial U}{\partial t} + U \frac{\partial U}{\partial X} \quad 3-29$$

D'où on aura :

$$\frac{\partial U}{\partial t} + U \frac{\partial U}{\partial X} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial X} = -g(\sin\alpha + j) \quad 3-30$$

Le système des équations de Saint Venant se résume ainsi comme :

$$\left\{ \begin{array}{l} \rho \frac{\partial U}{\partial X} = -\frac{1}{c^2} \left(\frac{\partial P}{\partial t} + U \frac{\partial P}{\partial X} \right) \\ \frac{\partial U}{\partial t} + U \frac{\partial U}{\partial X} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial X} = -g(\sin\alpha + j) \end{array} \right. \quad 3-31$$

La première équation exprime le fait qu'une variation spatiale du débit entraîne une évolution temporelle de la pression ; en effet, si, par exemple, il entre plus de débit dans un volume donné qu'il en sort, il faut que la pression augmente de façon à ce que le volume augmente s'il est élastique.

La deuxième équation est en fait l'expression de l'équilibre des forces selon la loi de Newton. Cet équilibre fait intervenir l'accélération du fluide par la variation temporelle du débit, les différences de pression sous forme de gradient et les forces de frottement causées par la vitesse du fluide sur les parois plus ou moins rugueuses de la conduite.

3.5 Conclusion :

Ce premier chapitre nous a permis d'avoir un aperçu bibliographique sur les différents travaux antérieurs relatifs aux écoulements transitoires dans les conduites en charge. En se basant sur les équations de continuité et de mouvement, un raisonnement mathématique a permis d'étudier le phénomène transitoire en déduisant le système d'équations de Saint Venant. Ce dernier, ainsi établi, permet de traduire tous les mouvements transitoires.

Dans ce qui suit, ce système d'équations sera transformé pour obtenir des équations plus maniables et ayant un sens physique plus évident.

4 Coup de bélier : [11]

D'une manière générale, le coup de bélier exprime toute variation de pression dans une conduite en charge, consécutive à une manœuvre quelconque de l'obturateur aval. Le coup de bélier est un phénomène non stationnaire de propagation d'ondes de pression à très hautes vitesses. Par conséquent, les forces dynamiques qui en résultent nécessitent le renforcement des ouvrages concernés, en particulier les conduites appelées alors conduites forcées. Les premières investigations directes relatives au coup de bélier ont été effectuées par Young en 1808. Weber étudia l'écoulement incompressible dans une conduite élastique en 1866 et détermina la vitesse de propagation des ondes de pression. De plus, il développa l'équation de continuité et l'équation dynamique qui décrivent le mouvement unidirectionnel. Michaud, en 1878, étudia le problème du coup de bélier proprement dit. Il proposa déjà des chambres à air et des vannes de sécurité.

En 1902, Alliévi publia sa théorie générale sur les coups de bélier. Il présenta des diagrammes permettant de déterminer facilement les extrêmes de pression suite à une ouverture ou fermeture linéaire de l'obturateur. Alliévi est considéré comme étant le fondateur de la théorie du coup de bélier.

Schnyder, en 1929, inclut les caractéristiques complètes de pompes dans son calcul de coup de bélier. Bergeron (1931) généralisa la méthode graphique pour déterminer les conditions d'écoulement dans des sections quelconques d'une conduite forcée et Schnyder fut le premier qui, en 1932, inclut les effets de frottement dans le calcul.

Depuis les années trente, plusieurs ouvrages ont été consacrés aux coups de bélier, notamment par Jaeger (1949), Rich (1951) Streeter et Wylie (1967), Fox (1977) et Chaudry (1987). Ce dernier ouvrage expose particulièrement les méthodes à solutions numériques.

Coup de bélier de fermeture instantanée :

Pour introduire le phénomène du coup de bélier, le cas simple d'une conduite horizontale à caractéristique unique est examiné, soit d'une conduite de diamètre D , d'épaisseur e constante et de longueur L (Figure4-1). A l'amont de cette conduite se trouve un réservoir, à l'aval est situé un obturateur. Le débit initial est $Q(t<0)=Q_0$, donc la vitesse $V=V_0=Q_0/A$.

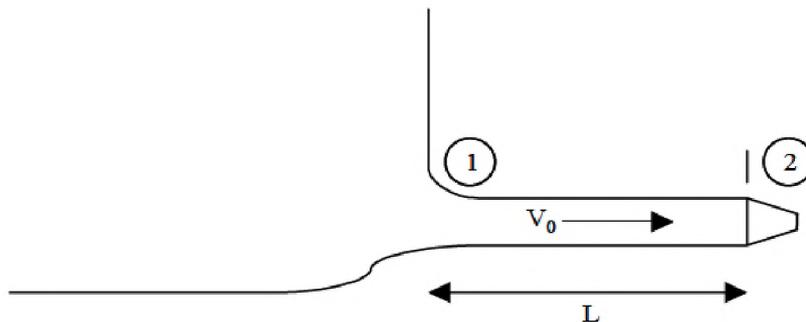


Figure4-1: Schéma d'une conduite à caractéristique unique avec réservoir amont et obturateur aval

En supposant que l'obturateur soit fermé instantanément au temps $t=0$ (Figure4-2a), cette manœuvre entraîne une onde de pression dont une phase sera décrite par la suite. Tout d'abord, la tranche du fluide adjacente à l'obturateur vient s'écraser contre ce dernier et s'immobilise ($t=0$). Comprimée par la colonne du fluide, la tranche du fluide se raccourcit et produit un gonflement de la conduite. Ce phénomène se reproduit par la tranche précédente et, de proche en proche, jusqu'à l'entrée de la conduite ; il a souvent été comparé à l'arrêt brusque d'une rame de wagons sur un butoir. Figure4-2b montre le schéma au temps $t= (1/4) \mu$ où $\mu=2L/a$ est la phase de l'oscillation et à la vitesse de propagation de l'onde. A droite de Figure4-2 la répartition de surpression $\Delta p/(\rho g)$ par rapport à la ligne de pression de l'écoulement stationnaire est représentée.

Au temps $t= (1/2) \mu$, l'onde de pression a avancé jusqu'à l'entrée de la conduite (Figure4-2c). Pendant le temps $0 \leq t < (1/2) \mu$, le débit à l'entrée est resté invariable et égal à $Q=Q_0$.

Au temps $t=\mu/2$, la conduite contient une colonne du fluide immobile et entièrement comprimée. La pression à l'entrée de la conduite est imposée par le niveau du réservoir. Etant donné que celui-ci ne varie pas, la tranche du fluide à l'entrée se décomprime vers l'amont, puis la tranche suivante. A l'entrée de la conduite apparaît la réflexion d'onde vers l'aval.

Figure4-2d montre l'état au temps $t= (3/4) \mu$. L'onde de dépression descend la conduite, ramenant la pression à la valeur initiale. Pendant le temps $L/a < t < 2(L/a)$ que l'onde de dépression met pour parcourir la conduite dans le sens aval, celle-ci rejette dans le réservoir un débit égal au débit initial $Q=-Q_0$.

Au temps $t=2L/a$ (Figure4-2e), la colonne du fluide est uniformément animée d'un mouvement vers l'amont, sa pression étant égale à la pression initiale $\Delta p=0$. Le temps $\mu=2L/a$ durant lequel l'onde de pression met pour parcourir la conduite aller et retour est appelé la phase de l'onde.

Au temps $t=\mu$ commence une suite de phénomènes identiques aux précédents, mais où les surpressions sont de signe contraire (Figure4-2f à i). Les surpressions se transforment alors en dépressions et la conduite est soumise à une contraction au lieu d'un gonflement.

Au temps $t=2\mu$ (Figure4-2i), la conduite se trouve de nouveau à l'état initial (Figure4-2a). Ainsi aux instants $t=0$ et $t=\mu$, les pressions sont les mêmes mais les vitesses sont de signes contraires, aux instants $t=0$ et $t=2\mu$, les pressions et les vitesses sont identiques.

De plus, il est remarquable que la réflexion de l'onde de pression, entraîne le changement de signe à l'extrémité d'une conduite où la pression extérieure est constante, se fait sans changement de signe à une extrémité de conduite où la vitesse reste toujours nulle ($V=0$ à l'obturateur).

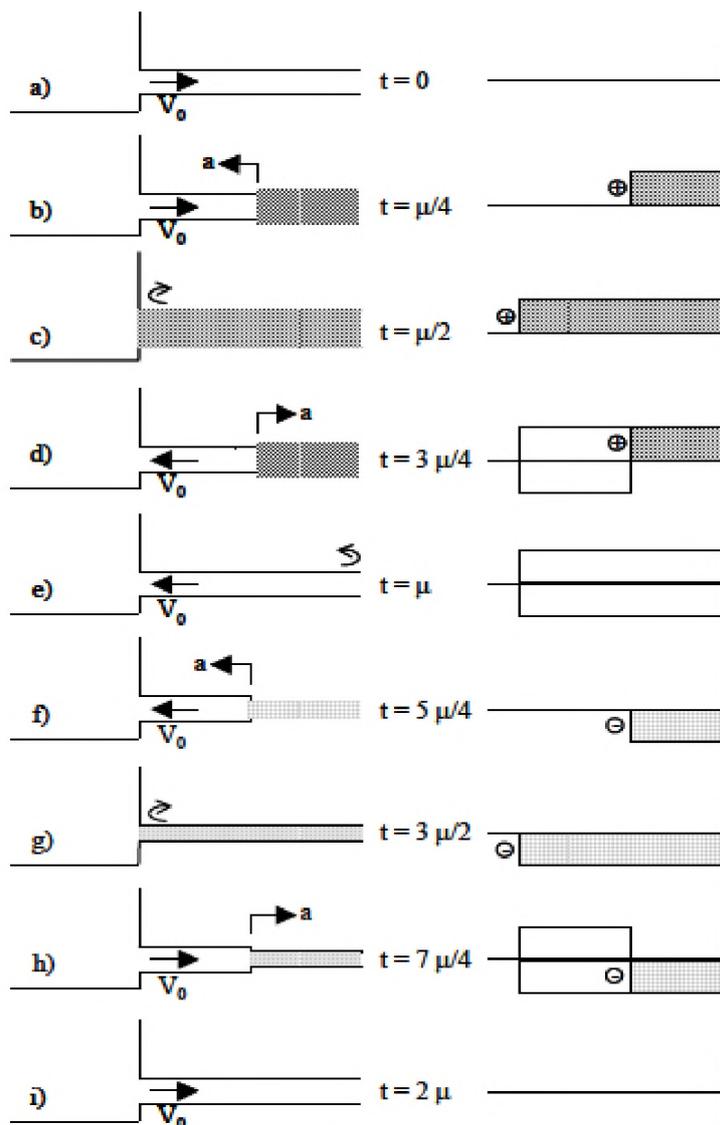


Figure4-2 : Coup de bélier dû à la fermeture instantanée dans la conduite à caractéristique unique pour différents temps $0 \leq t \leq 2\mu$. Propagation de l'onde de pression (à gauche) y compris le gonflement et la contraction de la conduite correspondante (à droite).

La description du phénomène de l'onde de pression donnée ci-dessus est simplifiée, car considérée sans pertes de charge. En réalité, ces pertes assurent un amortissement progressif. Figure4-3a montre la variation temporelle de pression à l'obturateur en absence de pertes de charge, Figure4-3b pour un écoulement avec pertes de charge.

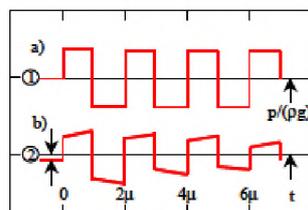


Figure4-3 : Changement temporel de pression à l'obturateur ; a) sans tenir compte des pertes de charge, b) avec pertes de charge. -1- Niveau du réservoir, -2- $\Delta H + V_0^2 / (2g)$.

La surpression due à une fermeture instantanée a déjà été analysée au chapitre ci-dessus. Par la suite, une approche simplifiée est présentée (Stucky, 1962).

Soit une conduite de diamètre D et d'épaisseur e . Une tranche du fluide de longueur x animée de la vitesse V_0 est soumise à une pression nulle (Figure4-4). En immobilisant sa face aval, une surpression ρgh_p apparaît à sa face amont où h_p est la hauteur de pression. Par conséquent la tranche se raccourcit d'une longueur Δx et la conduite se dilate de ΔD .

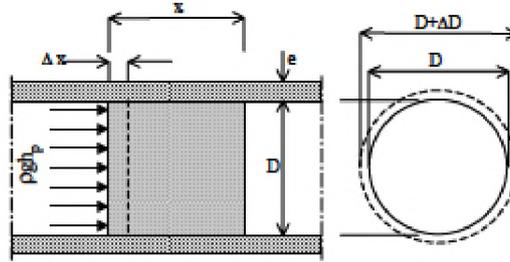


Figure4-4: Sollicitation d'un élément de conduite lors d'un coup de bélier

Le théorème de la conservation d'énergie exprime que l'énergie cinétique $mV^2/2$ est égale au travail des forces extérieures. Ces dernières se composent du travail d'écrasement de la tranche (force • déplacement) et du travail de gonflement de la conduite (traction dans la conduite • allongement spécifique • longueur)

$$\frac{1}{2} \frac{\rho \pi D^2 x}{4} \cdot V_0^2 = \frac{1}{2} \rho g h_p \frac{\pi D^2}{4} \cdot \rho g h_p \frac{x}{E_a} + \frac{1}{2} \rho g h_p \frac{Dx}{4} \cdot \rho g h_p \frac{Dx}{2exE_c} \cdot \pi D \quad 4-1$$

ρ est la masse volumique, E_a le module d'élasticité du fluide et E_c le module d'élasticité de la conduite. Ainsi, la hauteur de pression devient :

$$h_p = V_0 [\rho g^2 (\frac{1}{E_a} + \frac{D}{e} \cdot \frac{1}{E_c})]^{-1/2} \quad 4-2$$

La surpression h_p est donc proportionnelle à la vitesse V_0 dans le cas d'une fermeture instantanée. La célérité d'onde, a , se calcule à l'aide du théorème de la quantité de mouvement, selon lequel la variation de l'impulsion pendant le temps t est égale à la somme des forces extérieures.

$$V_0 \cdot \frac{\rho \pi D^2 x}{4} \cdot \frac{1}{t} = \rho g h_p \frac{\pi D^2}{4} \quad 4-3$$

D'où

$$a = \frac{x}{t} = \frac{gh_p}{V_0} \quad 4-4$$

En éliminant h_p de l'équation (2-2)

$$C = \left[\frac{\rho^{-1}}{E_a^{-1} + (D/e)E_c^{-1}} \right]^{\frac{1}{2}} \quad 4-5$$

Par conséquent, la célérité d'onde ne dépend que des caractéristiques D , e , E_c de la conduite forcée et du module d'élasticité E_a du fluide. L'équation (4.2) montre que h_p

est indépendant de la longueur L de la conduite. Cette constatation surprenante résulte de l'hypothèse d'une manœuvre de fermeture instantanée. En réalité, h_p dépend aussi de L .

Si la conduite était infiniment rigide, donc $E_C^{-1} \rightarrow 0$, il résulterait de l'équation (4.5), pour

$$E_a \cong 2.1 \cdot 10^9 \text{ N/m}^2$$

$$C_\infty = (E_a / \rho)^{1/2} \cong 1450 \text{ ms}^{-1} \quad 4-6$$

Cette valeur correspond à la vitesse de propagation d'une onde élastique dans un fluide. Elle est égale à la limite supérieure. Des valeurs indicatives de la célérité d'onde a dans des canalisations de différentes qualités sont données à Figure4-5.

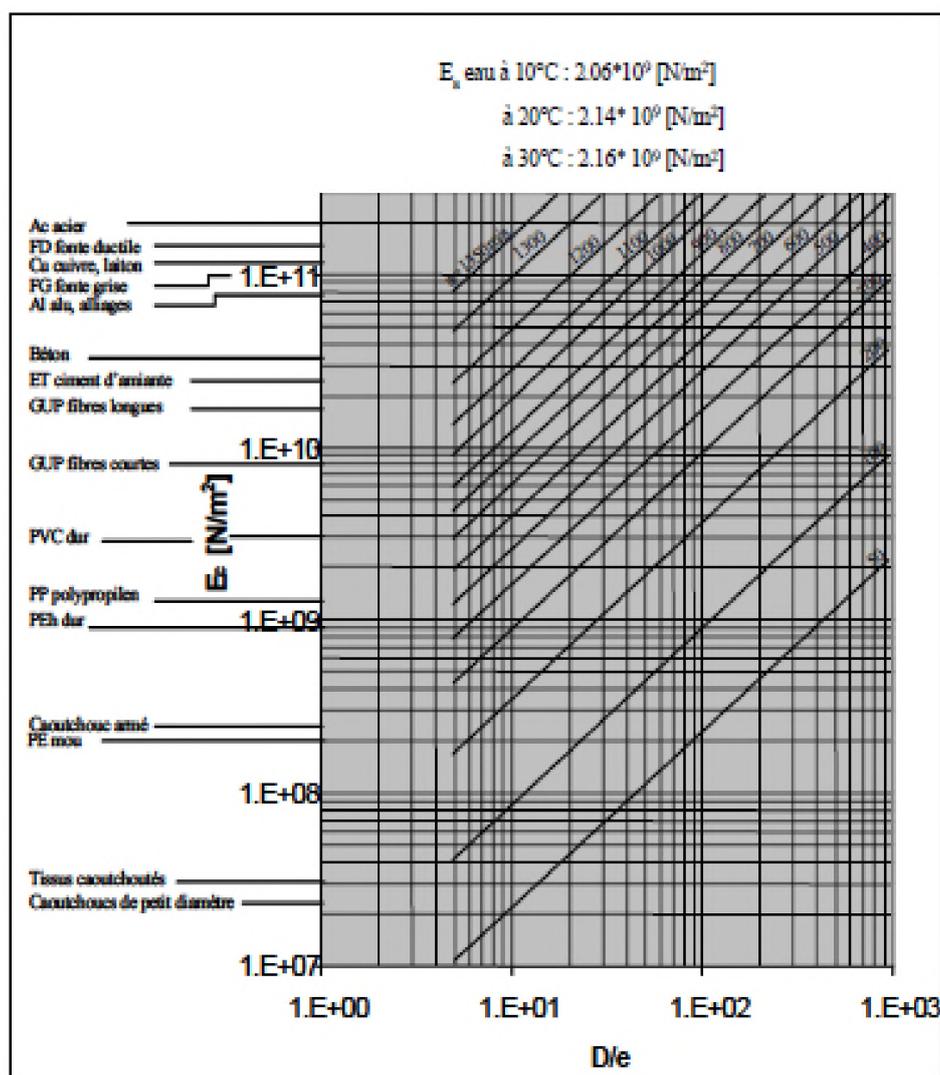


Figure4-5: Célérité de l'onde a pour différentes qualités de conduites.

4.1 Célérité d'onde dans des galeries en rocher

- Galerie en roche saine :

La célérité d'onde à l'intérieur d'une galerie excavée dans un massif rocheux sain et homogène, se calcul selon Bernard (1955) :

$$C = \left[\frac{\rho^{-1}}{Ea^{-1} + 2.Er^{-1}} \right]^{\frac{1}{2}} \quad 4-7$$

Avec Er, le module d'élasticité de la roche

- Galerie bétonnée à l'intérieur d'un massif rocheux :

Dans ce cas,

$$C = \left[\frac{\rho^{-1}}{E_a^{-1} \left[E_b^{-1} \left(\frac{2v_b}{D_e^2 + D_i^2} \right) \right]^{\frac{1}{2}} [(v_b^{-1} - 1)(D_i^2 - \lambda D_e^2) + (v_b^{-1} + 1)(1 - \lambda)D_e^2]} \right]^{\frac{1}{2}} \quad 4-8$$

Où

$$\lambda = \left[\frac{E_b^{-1} \left(\frac{2D_i^2}{D_e^2 - D_i^2} \right)}{(v_r^{-1} + v_r E_r^{-1}) + \left[\frac{(v_b^{-1} - 1)D_e^2 + (v_b^{-1} + 1)D_i^2}{E_b v_b^{-1} (D_e^2 - D_i^2)} \right]} \right] \quad 4-9$$

E_b est le module d'élasticité du béton, v_b le coefficient de Poisson de la conduite, v_r le coefficient de Poisson du rocher, D_i et D_e les diamètres intérieur et extérieur de la conduite en béton.

- Galerie bétonnée à l'intérieur d'un massif rocheux, avec blindage acier
Selon Jaegger (1954),

$$C = \left[\frac{\rho^{-1}}{E_a^{-1} + (E_c^{-1} e^{-1} D_i)(1 - \lambda)} \right]^{\frac{1}{2}} \quad 4-10$$

Où

$$\lambda = \left[\frac{E_c^{-1} e^{-1} D_i^2}{E_c^{-1} e^{-1} D_i^2 + (D_e^2 - D_i^2) D_e^{-1} E_b^{-1} + v_r (v_r^{-1} + 1) 2 D_i E_r^{-1}} \right] \quad 4-11$$

E_c est le module d'élasticité de l'acier et e l'épaisseur de la conduite en acier.

4.2 Manœuvres rapides. Formule de Joukowsky :

Nous avons considéré, jusqu'à présent, une manœuvre *instantanée*, c'est-à-dire, d'une durée $T = 0$, ce qui est physiquement impossible. Dans la réalité, la variation de débit (provoquée par l'arrêt d'une pompe, par exemple), se fait en un temps $T \neq 0$ et des ondes élémentaires sont engendrées, au fur et à mesure que s'opère l'arrêt.

On aura une *manœuvre rapide*, toutes les fois que le temps d'annulation du débit T sera inférieur ou égal à $2l/c = 2\theta$, autrement dit, inférieur ou égal au temps correspondant à l'allée et venue d'une onde élastique. Dans ces conditions, dans la section où est exécutée la manœuvre, on ne constate aucun effet de réduction de la dépression, résultant de l'apparition des ondes réfléchies.

Dans le cas de $T > 2\theta$, sont encore engendrées des ondes de dépression, lorsque arrivent les premières ondes réfléchies, qui atténuent l'effet des premières. Dans ce cas, on dit qu'il y a *manœuvre lente*.

Dans la section de *la vanne*, en tout instant $t < 2\theta$, on aura $f = 0$ étant donné que n'existe pas encore dans la section de *la vanne*, où elle n'arrive que dans le temps $t = 2\theta$; en outre, la vanne étant fermée, on aura $U = 0$

Remplaçant ces valeurs, $f = 0$ et $U = 0$, dans les équations suivantes :

$$h - h_0 = F\left(t - \frac{x}{c}\right) + f\left(t + \frac{x}{c}\right)$$

et

$$U - U_0 = -\frac{g}{c}\left[F\left(t - \frac{x}{c}\right) + f\left(t + \frac{x}{c}\right)\right]$$

On obtient la formule de Joukowsky.

- (1) Connue également sous le nom de formule d'Alievi ; on utilise parfois le symbole $\Delta h_A = cU_0/g$

$$\Delta h_J = h - h_0 = \pm \frac{cU_0}{g} \tag{4-12}$$

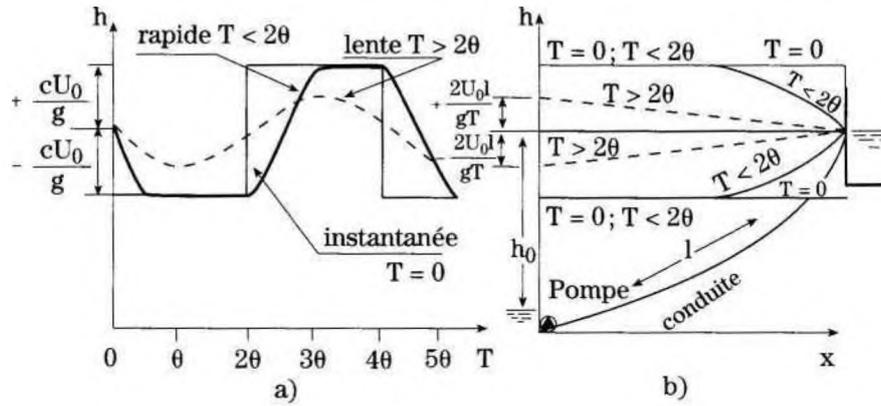
Cette équation est valable près de la vanne, quand le temps de manœuvre est $T < 2\theta$ (Manœuvre rapide). En termes plus généraux, on peut écrire :

$$\Delta h = \pm \frac{c}{g}(\Delta U) \tag{4-12a}$$

Le signe - (moins) correspond à un arrêt brusque en amont ; le signe + (plus) correspond à un arrêt brusque en aval.

Si nous prenons $c = 1000 \text{ m/s}$ et $g = 10 \text{ m/s}^2$, on aura $h - h_0 \approx 100 U_0$,

Ce qui montre que, dans ces conditions, la dépression et la surpression subséquentes peuvent être très élevées.



La figure a) montre qualitativement ce qui se passe dans la section de la pompe, conformément à la description faite au (fermeture en amont de la conduite) pour la manœuvre instantanée, rapide, ou lente.

La figure b) montre la variation de la pression le long de la conduite, pour les trois cas considérés : dans le cas de la manœuvre instantanée, $T = 0$, la dépression et la surpression maximale existent dans toute la conduite ; dans le cas de manœuvre rapide, $T < 2\theta$, elles n'existent que dans le tronçon initial de la conduite, tronçon d'autant plus grand que T sera plus petit ; dans le cas de manœuvre lente, $T > 2\theta$, on admet, en première approximation, que les dépressions et les pressions varient linéairement le long de la conduite, ce qui, comme nous le verrons plus loin, ne correspond pas à la réalité.

Pour la détermination des variations maximales de pression, en manœuvres lentes Une observation attentive des graphiques nous dispense de plus longues explications. L'amplitude de l'onde élastique est modifiée lorsque change la valeur de la vitesse et dans les bifurcations.

Si Δh est l'amplitude de l'onde qui rencontre une jonction, et $\Delta h'$ l'amplitude qui se prolonge dans un des embranchements, i , de la jonction, de section S_i , on aura la relation® :

$$\frac{\Delta h'}{\Delta h} = \frac{\frac{2S_i}{C_i}}{\frac{S_1}{C_1} + \frac{S_2}{C_2} + \dots + \frac{S_i}{C_i}} \tag{4-13}$$

4.2.1 Manœuvres lentes. Paramètres de la conduite

La formule de Joukowsky ne s'applique que dans le cas de manœuvres rapides. Diverses formules ont été déduites pour les cas de manœuvres lentes, où la variation de la section serait linéaire avec le temps.

Pour caractériser les manœuvres lentes, il est courant d'utiliser un paramètre de la conduite, ainsi défini :

$$A - \frac{CU_0}{gh_0} = \frac{\Delta h_f}{h_0} \tag{4-14}$$

Qui traduit la plus ou moins grande influence des effets élastiques, dans le régime transitoire en question. Dans le cas particulier où la variation du débit obéit à une loi linéaire, on peut prouver (voir [5]) que la variation maximale de pression, Δh , obéit à l'expression suivante (*formule de Michaud*) :

$$\frac{\Delta h}{h_0} = \frac{2A\theta}{T} = \frac{2lU_0}{gh_0T} \quad 4-15$$

Cependant, dans la pratique, la manœuvre de la vanne ne provoque pas une variation linéaire de la section de passage et il faudra prendre en compte chaque cas particulier de manœuvre. Il est fréquent, toutefois, d'utiliser des vannes dont les arbres sont manœuvrés par des moteurs à vitesse constante. Dans ce cas, l'arbre de la vanne se déplace de façon uniforme. On peut alors connaître la loi de variation de la section de passage, laissée libre par la vanne, et donc la variation du débit.

Si Z est la position de l'arbre de la *vanne* par rapport à une position de référence (position fermée : $Z=0$), et Z_0 cette même position correspondant à l'ouverture totale, on aura :

$$\frac{Z}{Z_0} = 1 - \frac{t}{T} \quad 4-16$$

A cette loi de variation de la position de la vanne, correspondent différentes lois de variation de la section ouverte, σL abaque 214 [9] indique ces lois et les valeurs des surpressions, pour les types de vannes suivants :

- Robinet à soupape, où à la variation linéaire de l'arbre correspond une variation linéaire de l'aire et, en conséquence, du débit, et l'on en revient ainsi aux cas précédents ; l'abaque présenté est équivalent à celui qui est connu sous le nom d'abaque d'Allievi
- *Robinet-vanne circulaire* ;
- *Robinet-vanne rectangulaire* ;
- *Pointeau-obturateur* ;
- *Vanne-papillon* ;
- *Robinet à boisseau*.

L'abaque 215 [9] considère également le cas d'un robinet-vanne circulaire, où l'arbre se déplace, non pas en un mouvement uniforme, mais en un mouvement uniformément accéléré.

Ces cas peuvent être utilisés, par comparaison, pour l'étude d'autres cas. Afin de limiter les valeurs des surpressions découlant de la manœuvre des vannes, on peut adopter des lois de manœuvre spéciales

4.3 Coup de bélier de fermeture progressive :

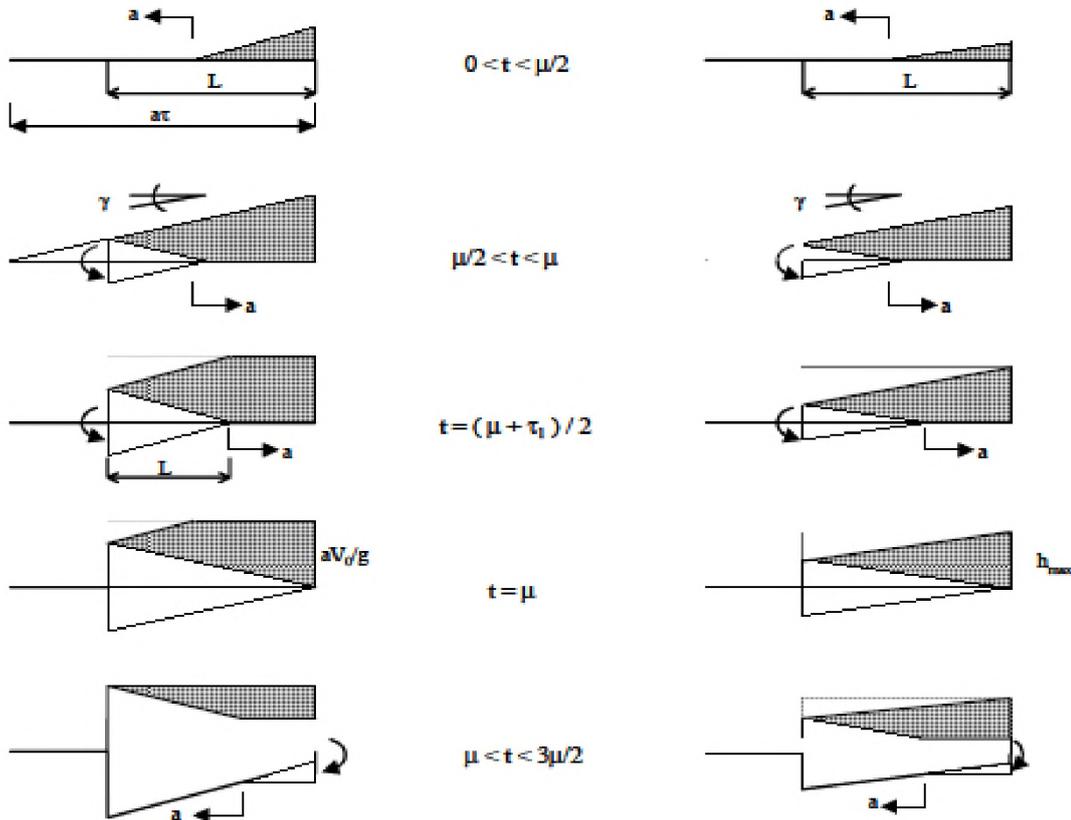


Figure 4-6: a) Fermeture rapide de l'obturateur ($\tau < \mu$) et onde de pression résultante (surpression hachurée); b) Fermeture lente de l'obturateur ($\tau > \mu$) et onde de pression résultante (surpression hachurée)

Comme mentionné au paragraphe précédent, la célérité d'onde est généralement de l'ordre de $a \cong 1000 \text{ ms}^{-1}$, alors que la vitesse maximale dans une conduite forcée se situe à $V_0 \cong 3 \text{ à } 6 \text{ ms}^{-1}$. Par conséquent, la surpression peut atteindre des valeurs types de 300 à 600 m de colonne du fluide. Des conduites devant résister à de telles surpressions auraient des dimensions excessives.

Le moyen de réduire ces pressions est de considérer des manœuvres progressives, c'est-à-dire de varier graduellement l'ouverture de l'obturateur. La manœuvre la plus simple est linéaire en temps. Soit $\tau > 0$ le temps de fermeture de l'obturateur.

Deux cas sont envisageables :

- Fermeture rapide, où $\tau < \mu = 2L/a$.
- Fermeture lente, où $\tau \geq \mu$.

La Figure 4-5a) représente différentes étapes de la progression de l'onde en négligeant les effets de frottement et de la variation de pression sur le débit. Il apparaît que la surpression à l'obturateur n'est pas diminuée par une fermeture rapide. Pendant la

période $\mu/2 < t < \mu$, elle s'élève à $h_{max} = aV_0/g$. La pente de la ligne de surpression est $\tan\gamma = (aV_0/g) / (a\tau) = \pm V_0/(g\tau)$. Par contre, la partie amont de la conduite est soulagée. Ce soulagement s'étend sur une longueur $a\tau/2$ et la surpression varie linéairement de zéro à l'entrée de la conduite au maximum h_{max} auprès de l'obturateur. Par conséquent, le remède reste insuffisant.

L'onde de pression résultant d'une fermeture lente de l'obturateur est représentée dans la Figure 4-5b). Il est supposé que les caractéristiques de la galerie et de la conduite forcée sont identiques au cas de la Figure 4-5a). Lorsque l'onde de pression atteint son maximum à l'obturateur, l'onde de dépression (revenant de l'amont) a déjà une certaine valeur. Le maximum de surpression $h_{max} = (\mu/\tau) h_p$ est donc inférieur à h_p ; il se produit à l'obturateur au temps $t = \mu$ et vaut :

$$h_{max} = \frac{2LV_0}{g\tau} \quad , \quad \tau \geq \mu \quad 2-17$$

La pente de la ligne de surpression vaut alors :

$$\tan\gamma = \pm (2LV_0) / (g\tau_2) : (a\tau_2) = \pm 2LV_0 / (ga\tau_2^2) \quad \text{où } \tau_2 > 2L/a.$$

L'équation (2.17) est attribuée à Michaud (voir Stucky, 1962) et indique que la surpression maximale est inversement proportionnelle au temps de fermeture. Une fermeture lente permet donc d'obtenir une appréciable diminution de la surpression, à condition d'envisager des temps de fermeture très longs. Typiquement, il faut considérer $10 < \tau/\mu < 30$ pour que h_{max} soit plus petit que ~ 30 m. Pour une longueur de galerie de $L = 5000$ m, cela conduit à $\tau \cong 200$ s.

Des fermetures aussi lentes ne sont pas acceptables pour les turbines. Pour éviter cet inconvénient, la turbine peut être équipée d'un orifice compensateur (turbine Francis) ou d'un déflecteur (turbine Pelton). Toutefois, le réglage de l'orifice compensateur est délicat et une perte du fluide importante doit être admise. L'introduction d'une chambre d'équilibre sur la conduite forcée est un remède radical et sûr. C'est cette solution qui est normalement adoptée, en plus d'une fermeture aussi lente que possible.

5 Méthodes de solution du régime transitoire

5.1 Introduction :

Dans ce chapitre on donne un aperçu descriptif de certaines méthodes décrivant le régime transitoire. Plusieurs méthodes numériques ont été développées, toutes basées sur les équations de Saint Venant qui forment un système d'équations différentielles partielles de 1^{er} ordre de type hyperbolique. Ces méthodes qu'elles soient graphiques, analytiques ou numériques, permettent toutes de quantifier le phénomène transitoire avec plus ou moins d'exactitude selon leurs hypothèses (les variations de pression et de débit dans le temps et dans l'espace) Parmi ces méthodes on peut citer :

- Méthode arithmétique (analytique)
- Méthode graphique (Schnyder-Bergeron)
- Méthode algébrique
- Méthode de différences finies
- Méthode d'éléments finis
- Méthode des caractéristiques

Pour les transitoires rapides des liquides engendrés dans une conduite, la méthode des caractéristiques est généralement considérée comme une méthode numérique jugée plus efficace et précise par rapport à d'autres.

Avant de décrire certaines méthodes on a jugé nécessaire de formuler la solution généralisée des équations du régime transitoire.

5.2 Solution généralisée du régime transitoire

Soit le schéma de Figure 5-1: déplacement d'une onde qui représente une conduite d'axe X soumise à un régime transitoire à l'intérieur. On désigne par F l'un des paramètres de l'écoulement (vitesse, pression...) portés par l'onde

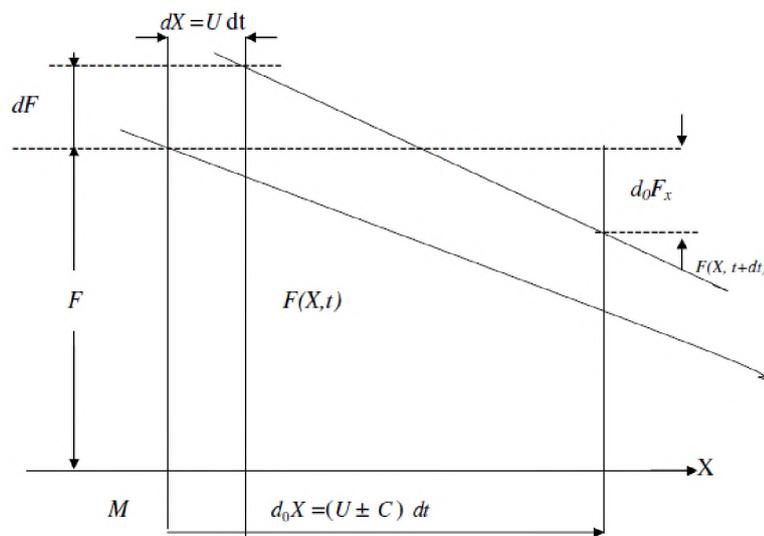


Figure 5-1: déplacement d'une onde

La répartition de F le long de la conduite à un instant t visualisée par la courbe $F(X, t)$, plus tard par la courbe $F(X, t+dt)$.

Par imagination, on dispose de plusieurs observateurs équipés d'appareils de mesure nécessaires et se propageant dans la conduite par leur propre célérité relative C mesurée par rapport à l'écoulement.

Si U est la vitesse absolue de l'écoulement, alors celle de l'observateur $U \pm C$, le signe + pour une propagation dans le sens de l'écoulement et le signe (-) pour le cas inverse. Au point (X) et à l'instant t , la particule M du liquide se déplace à la vitesse U et possédant la quantité F du paramètre intéressé.

Et partant du point (X) à l'instant t l'observateur $C \neq 0$ qui accompagne la particule M constatera une variation dF durant le temps dt et le déplacement Udt soit

$$dF = \left(\frac{\partial F}{\partial t} + U \frac{\partial F}{\partial X} \right) dt \quad 4-9$$

Pour un observateur $C \neq 0$ durant le temps dt se déplace de $(U \pm C)$ et constatera une variation d_oF soit

$$d_oF = \left(\frac{\partial F}{\partial t} + (U \pm C) \frac{\partial F}{\partial X} \right) dt \quad 4-10$$

En retranchant ces deux équations on obtient :

$$\frac{\partial F}{\partial X} = \pm \frac{1}{Cdt} (d_oF - dF) \quad 4-11$$

Ce qui permet de transformer les dérivées partielles en dérivées totales.

En appliquant cette équation aux paramètres, vitesse U et pression P , on obtient

$$\frac{\partial U}{\partial X} = \frac{1}{(\pm Cdt)(d_oU - dU)} \quad 4-12$$

$$\frac{\partial P}{\partial X} = \frac{1}{(\pm Cdt)(d_oP - dP)} \quad 4-13$$

La combinaison de l'équation 4.12 avec l'équation de continuité donne

$$d_oU - dU = \pm \frac{d\rho S}{\rho S} \quad 4-14$$

La combinaison de l'équation 4.13 avec l'équation dynamique donne.

$$dU = \pm \frac{1}{C\rho} (d_oP - dP) + g(\sin\alpha - i)dt \quad 4-15$$

En additionnant les équations 3.14 et 3.15 on trouve

$$d_oP \pm \rho C d_oU \pm \rho C g(\sin\alpha - i)dt = \left(1 \pm C \frac{d\rho S}{\rho dS} \right) dP \quad 4-16$$

L'expression 4.16 représente l'équation différentielle aux dérivées totales.

5.3 Différentes méthodes

5.3.1 Méthodes générales d'analyse (méthode graphique) :[12]

Actuellement, les méthodes générales d'analyse les plus utilisées sont la méthode de Bergeron (également désignée par méthode de Schnyder- Bergeron) et la méthode des caractéristiques.

La première est une méthode graphique qui permet la modélisation approximative des pertes de charge et la compréhension rapide des phénomènes élastiques qui se produisent dans les régimes transitoires dans des systèmes hydrauliques simples .

La seconde est une méthode orientée dans le sens de l'utilisation du calcul automatique ; c'est actuellement la méthode d'analyse la plus puissante et la plus flexible, permettant la simulation de régimes transitoires dans des systèmes hydrauliques complexes (notamment les systèmes ramifiés et maillés) et de phénomènes spéciaux, comme la cavitation et la rupture de la veine liquide .

La méthode graphique de Schnyder-Bergeron peut être considérée comme un cas particulier de la méthode des caractéristiques et, étant donné sa simplicité, peut être utilisée dans les cas simples, comme ceux que nous nous proposons de résoudre dans cet ouvrage.

$$h_0 - h = F + f \quad 4-17$$

$$\frac{c}{gS} * (Q - q_0) = F - f \quad 4-17a$$

Où, comme on l'a vu, F et f sont des ondes dont la vitesse de propagation relativement à l'écoulement est $\pm c$, et où l'on a pris comme origine des espaces le point A . Dans le cas d'arrêt brusque de la pompe, F se dirige dans le sens de l'écoulement et f dans le sens contraire.

Considérons un observateur placé au point N d'une conduite AB , en l'instant $t = x/c$, Où l'onde F passe en N , à une célérité c du même sens de vitesse de U de l'écoulement, c'est-à-dire de N à B . En l'instant t et au point N , on constate, d'après les équations précédentes, que :

$$\frac{c}{gS} (Q_N - Q_0) = (F_N - f_N) \quad 4-18$$

$$h_S - h_0 = F_S + f_N \quad 4-18a$$

On admet que l'observateur en question, au moment où F passe par N , se déplace à la vitesse c accompagnant l'onde F dans son mouvement. Il verra alors l'onde F conserver sa valeur F_N et, pour lui, en n'importe quel point au long de la conduite, il y aura :

$$h - h_0 = F_N + f \quad 4-19$$

$$\frac{c}{gS} * (Q - q_0) = F - f \quad 4-19a$$

Éliminant h_0 et q_0 dans les quatre équations précédentes (4.18, 4.18a, 4.19et 4.19a), on

obtient :

$$h - h_N = F + f_N \quad 4-19b$$

$$\frac{c}{gS}(Q - Q_N) = -f + f_N \quad 4-19c$$

D'où

$$h - h_N = -\frac{c}{gS}(Q - Q_N) \quad 4-20$$

Sur le diagramme(Q,h), cette équation représente une droite qui passe par le point de coordonnées (Q_N, h_N) et qui a le coefficient angulaire $-c/gS$.

Si l'observateur se déplace en sens inverse, accompagnant l'onde f c'est cette onde qui, pour cet observateur, se maintiendra constante et égale à f_N . Une manière de procéder identique à la précédente montrerait que, pour cet observateur, l'on aurait :

$$h - h_N = \frac{c}{gS}(Q - Q_N) \quad 4-20a$$

Qui est l'équation d'une droite symétrique à la précédente, passant par N et ayant pour coefficient angulaire c/gS

Les équations 4.20 et 4.20a constituent la base de la méthode de Bergeron ; dans le cas de conduites horizontales sans pertes de charge elles coïncident avec les équations de base de la méthode des caractéristiques.

Admettons maintenant qu'aux extrémités A de la conduite se produit une perturbation de l'écoulement à partir de l'instant $t=0$ (arrêt d'une pompe, par exemple).

Supposons qu'à une extrémité B se produise une autre perturbation à partir du temps $\tau < 0$ (fermeture d'une vanne par exemple) (Figure 5-2:fermeture d'une vanne).

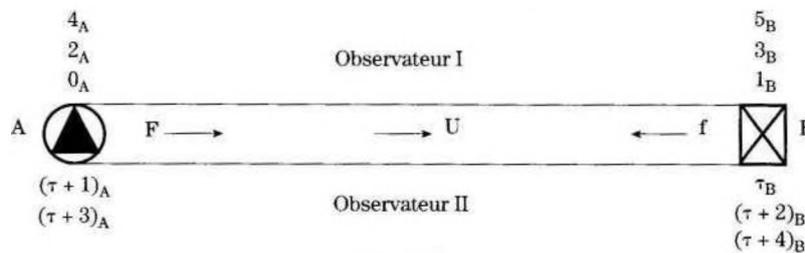


Figure 5-2:fermeture d'une vanne

L'observateur I part de A à l'instant 0 (point 0_A), suivant une onde F et arrive à B à l'instant 1 (point 1_B) ; il revient à A suivant une onde f ; et arrive à A à l'instant 2 (point 2_A), et ainsi de suite.

L'observateur II part de B à l'instant τ où l'écoulement en B commence à varier et, suivant une onde f arrive à A à l'instant $(\tau + 1)$ (point $\tau + 1$)_A; il revient à B suivant une onde F , (point $\tau + 2$)_B, revient à A (point $\tau + 3$)_A, et ainsi de suite. Connaissant le chemin des deux observateurs, il importe de savoir ce qu'ils ont observé en A et en B.

À cet effet, on trace les courbes $O(Q, h)$ de la condition de la frontière en A, c'est-

à-dire les courbes qui, à chaque instant, relie le débit Q à la charge h . Par hypothèse, en A est localisée une pompe en phase d'arrêt. Ses courbes caractéristiques, correspondantes aux instants où l'un quelconque des deux observateurs passent par A, sont $\Phi_0, \Phi(\tau + 1)$

$\Phi_2, \Phi(\tau + 3)$ etc, et sont représentées sur la Figure 5-3 : en A localisée une pompe en phase d'arrêta ; elles sont fonction de la vitesse de rotation n correspondante.

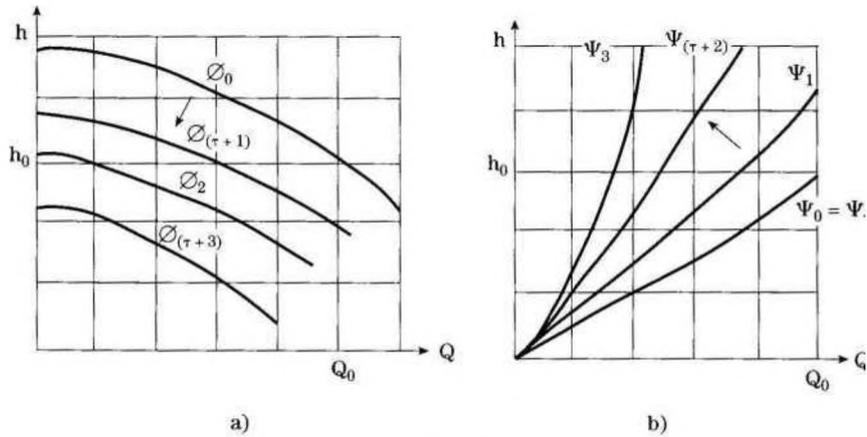


Figure 5-3 : en A localisée une pompe en phase d'arrêta

De même, les courbes Ψ de la condition aux limites en B doivent être déterminées pour les instants où l'un quelconque des deux observateurs passe en B (Figure 5-3 b). Admettons, par exemple, qu'en B est localisée une vanne qui se ferme ; ses courbes caractéristiques sont des paraboles du type $Q = k \sigma \sqrt{2gh}$ et sont définies par la section ouverte

σ , de la vanne, fonction de la loi de fermeture qui lui a été imposée.

Une fois obtenues les courbes caractéristiques des appareils localisés en A et en B qui, dans ce cas, comme on l'a dit, sont supposés être une pompe en A et une vanne en B, voyons comment on construit le graphique de Bergeron en vue d'étudier les effets du coup de bélier en A et en B (voir Figure 5-4).

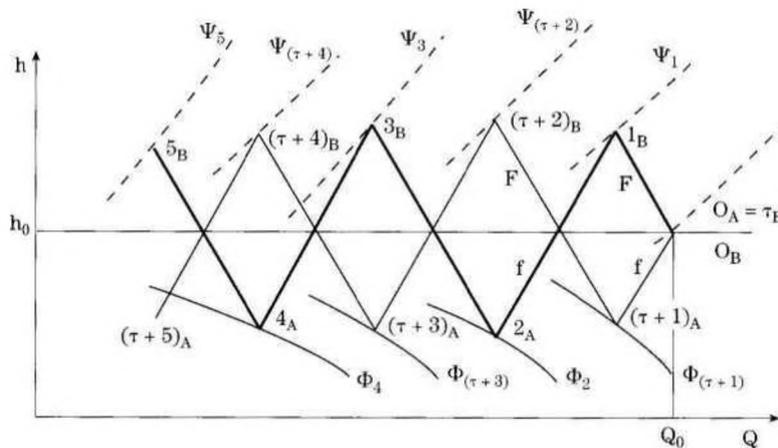


Figure 5-4: le graphique de Bergeron en vue d'étudier les effets du coup de bélier en A et en B

Si nous négligeons les pertes de charge entre A et B , le point représentatif du début du phénomène dans le temps $t = 0$ est le point (Q_0, h_0) , h_0 étant égal en A et en B : point 0_A

sur Ψ_0 et point 0_B sur Ψ_0 correspondant à 0_A . Comme l'appareil B ne commence à varier qu'au temps τ , le point τ_B coïncide avec 0_B .

Le premier observateur se déplace de A à B suivant une onde F et arrive à B au temps 1 : point 1_B intersection de F avec Ψ_1 ; il revient en A suivant une onde f : point 2_A , intersection de f avec Ψ_2 . Puis, suivant F , il rencontre Ψ_3 , point 3_B , et successivement 4_A , 5_B , etc. (trait plein de Figure 5-4).

Le second observateur part de B au temps τ , se déplace vers A suivant une onde f et arrive en A au temps $\tau + 1$: (point $\tau + 1$) A intersection de f avec $\Psi(\tau + 1)$ Il revient en B

suivant une onde F , où il arrive en l'instant $\tau + 2$: (point $\tau + 2$) B intersection de F avec $\Psi(\tau + 2)$ et ainsi de suite (trait délié de Figure 5-4).

S'il existe un réservoir à l'extrémité B de la conduite, cas d'ailleurs très courant dans les applications, la condition aux limites en B est définie par l'existence d'une charge constante dans le réservoir ; on a alors $h = h_0$. Le graphique de Schnyder-Bergeron prendra alors l'aspect de Figure 5-5a. L'observateur 1, qui part de A au temps 0 (point 0_A), observe les points 1_B , 2_A , 3_B , 4_A ... (trait plein du graphique). L'observateur II qui part de B au temps 0, observe 1_A , 2_B , 3_A , 4_B ... (ligne pointillée du graphique).

Jusqu'à présent, nous avons considéré un tronçon de conduite où l'on néglige les pertes de charge par frottement.

Continuant à ne pas considérer les pertes de charge par frottement, admettons que, dans une section entre A et B , se produit une perte de charge singulière (un diaphragme, par exemple). Cette perte de charge entraîne, au passage de l'onde qui se dirige de B vers A , une variation de pression Δh , étant donné qu'il y a variation de vitesse U ; cette variation de pression se réfléchit en direction de B sous la forme d'une onde inverse.

La perte de charge par frottement peut être assimilée à une succession de pertes de charge singulières. Dans les cas simples dont nous nous sommes occupés ici, on peut considérer la perte de charge par frottement comme concentrée en A ou en B . Il serait encore possible de la distribuer de la manière suivante : $1/4$ en A , $1/4$ en B et $1/2$ au centre du tronçon ; ou bien une distribution du type $1/6, 1/3, 1/6$.

Dans le cas de l'exemple relatif à l'arrêt de la pompe, la perte concentrée en A signifie que la pression immédiatement en aval de A doit être augmentée de Δh , quand le sens de l'écoulement est de A vers B , et doit être réduite de la même quantité, quand le sens de l'écoulement est inversé de B vers A .

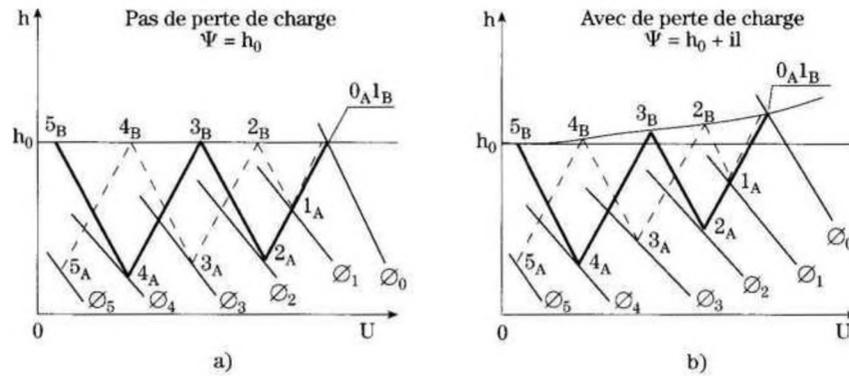


Figure 5-5: Le graphique de Schnyder-Bergeron

Si la perte de charge était localisée en B, il faudrait additionner il aux ordonnées des courbes caractéristiques en B, quand la vitesse est dans le sens AB, ou bien retrancher la même quantité, quand la vitesse U est inversée.

Les résultats ainsi obtenus seront exacts en A et en B mais ils ne le seront pas en un autre point de la conduite, où les valeurs obtenues sont approchées.

Nous reportant à l'exemple de la Figure 5-5a, la courbe caractéristique du réservoir sera $\Psi = h_0 + il$, tant que U (ou Q) prend des valeurs positives, c'est-à-dire tant que le mouvement s'opère de A vers B (Figure 5-5b). Quand le mouvement est inversé, c'est-à-dire quand U (ou Q) prend des valeurs négatives, la courbe caractéristique du réservoir sera $\Psi = h_0 - il$, symétrique par rapport à la courbe précédente par rapport à la droite $h = h_0$.

Une étude plus complète de ce sujet n'entre pas dans le cadre de notre ouvrage ; les cas complexes devront être étudiés par des spécialistes, moyennant le recours au calcul automatique et en utilisant éventuellement des méthodes plus récentes, telles que la méthode des caractéristiques, déjà citée.

5.3.2 Méthode des caractéristiques [13]

L'analyse précédente du coup de bélier est basée sur l'hypothèse que le frottement a un effet négligeable. Les équations générales du phénomène de coup de bélier, telles que présentées au chapitre 2 décrivent un système d'équations aux dérivées partielles de type hyperbolique. Pour résoudre ce système complexe, le calcul numérique s'impose. En général, une distinction est faite entre les méthodes de résolution numériques suivantes (Chaudry 1979) : la méthode des caractéristiques (MC) ; la méthode des différences finies (MDF) ; la méthode des éléments finis (MEF) ; la méthode spectrale (MS), et la méthode de l'intégration selon les limites ("boundary-integral method") (MIL).

La MC est certainement la plus courtisée, et actuellement la plus utilisée. Les avantages de la MC sont une simulation correcte d'onde à front raide, une illustration simple de sa propagation, une programmation présentant peu de difficultés et une efficacité en termes de calcul.

La MDF peut entraîner soit des schémas explicites ou implicites. Ces derniers sont avantageux en termes de rapidité, mais sont plus sophistiqués du point de vue de la programmation.

Les trois dernières méthodes ne sont pas avantageuses pour la résolution de problèmes uni - directionnels ou n'ont même pas été appliquées à de tels problèmes. Seule la méthode des caractéristiques est présentée ici.

Les équations de continuité et de quantité de mouvement ont été présentées au chapitre 1, elles peuvent s'écrire sous forme simplifiée :

$$L_1 = \frac{\partial Q}{\partial t} + gA \frac{\partial h}{\partial X} + RQ|Q| = 0 \quad 4-21$$

$$L_2 = C^2 \frac{\partial Q}{\partial X} + gA \frac{\partial h}{\partial t} = 0 \quad 4-22$$

Où Q est le débit, t le temps, g l'accélération gravitationnelle, A la section de la conduite, h la hauteur de pression, x la coordonnée longitudinale, $R=f/(2DA)$ une caractéristique de frottement et C la célérité d'onde. Considérons une combinaison linéaire des équations (4.21) et (4.22),

$$\tilde{L} = L_1 + \lambda L_2 \quad 4-23$$

Donc :

$$\left(\frac{\partial Q}{\partial t} + \lambda C^2 \frac{\partial Q}{\partial X} \right) + \lambda gA \left(\frac{\partial h}{\partial t} + \frac{1}{\lambda} \frac{\partial h}{\partial X} \right) + RQ|Q| = 0 \quad 4-24$$

En notant que les fonctions recherchées Q et h sont dépendantes des variables x et t , donc que

$$\frac{\partial h}{\partial t} = \frac{\partial Q}{\partial t} + \frac{\partial Q}{\partial X} \frac{\partial x}{\partial t} \quad 4-25$$

Et

$$\frac{\partial h}{\partial t} = \frac{\partial h}{\partial t} + \frac{\partial h}{\partial X} \frac{\partial x}{\partial t} \quad 4-26$$

en posant dans l'équation (4.24) $\lambda C^2 = \lambda - 1 = dx/dt$, il résulte

$$\lambda = \pm \frac{1}{C} \quad 4-27$$

et il est possible d'écrire

$$\frac{\partial Q}{\partial t} + \frac{1}{C} gA \frac{\partial h}{\partial t} + RQ|Q| = 0 \quad 4-28$$

Si

$$\frac{\partial x}{\partial t} = +C \quad 4-29$$

Et

$$\frac{\partial Q}{\partial t} - \frac{1}{C} gA \frac{\partial h}{\partial t} + RQ|Q| = 0 \quad 4-30$$

Si

$$\frac{\partial x}{\partial t} = -C$$

Il est à noter que l'équation (4.28) est valable si l'équation (4.29) est satisfaite et que l'équation (4.30) est valable si l'équation (4.31) est satisfaite. Les systèmes d'équations (4.28), (4.29) et (4.30), (4.31) sont tout à fait identiques aux systèmes d'équations (4.29) et (4.30). Le système d'équations (4.28) et (4.30) est en dérivées ordinaires et ne contient plus la coordonnée longitudinale x .

Par la MC, il est donc possible de transformer un système d'équations aux dérivées partielles en un système d'équations aux dérivées ordinaires où la variable est t . Cependant, les systèmes (4.28) et (4.30) ne sont valables que sur les deux lignes correspondantes $\frac{dx}{dt} = \pm C$, dénommées lignes caractéristiques, tandis que le système (4.22), (4.23) est valable entièrement dans le plan $x-t$.

Dans le cas le plus simple, la célérité d'onde « C » est constante et les lignes caractéristiques deviennent des droites. Elles partagent le plan $x-t$, sur lequel les solutions $Q(x,t)$ et $h(x,t)$ sont recherchées. Du point de vue physique, les lignes caractéristiques correspondent aux tracés le long desquels les perturbations sont propagées (Abbott, 1966). Comme démontré dans la Figure 5-6, une perturbation au point A aura traversé le trajet $\Delta x = a\Delta t$ au point P dans le temps Δt .

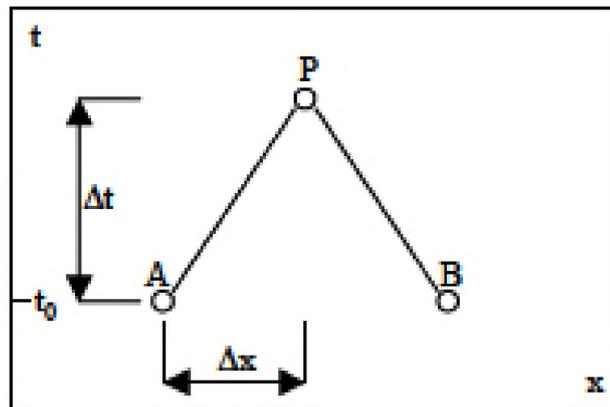


Figure 5-6: Lignes caractéristiques AP et BP dans le plan $x-t$.

Considérons maintenant une conduite forcée reliée à un réservoir à l'amont et à un obturateur à l'aval (Figure 5-7a). Les équations (4.29), (4.31) doivent être résolues en tenant compte de conditions aux limites en $x=0$ et $x=L$. Dans le cas considéré, la hauteur de pression amont est constante, donc $h(0,t)=H$. L'obturateur a un débit imposé à l'aval en fonction du temps, d'où $Q(L,t) = Q(t)$. En admettant un débit constant avant la fermeture brusque de l'obturateur, la condition initiale s'exprime par $Q(x,t<0)=Q_0$. Cette manœuvre réduit le débit à l'endroit $x=L$ instantanément à $Q(L,t\geq 0)=0$, associé à un coup de bélier dans la conduite forcée. Par conséquent, une onde de pression se propage à l'amont le long de la ligne BC du diagramme $x-t$ de la Figure 5-7b). Il semble

évident que le domaine de cette figure ne dépend que de la condition initiale vu que la condition limite amont n'a pas changé. Dans le domaine , par contre, l'écoulement dépend de la condition limite aval imposée.

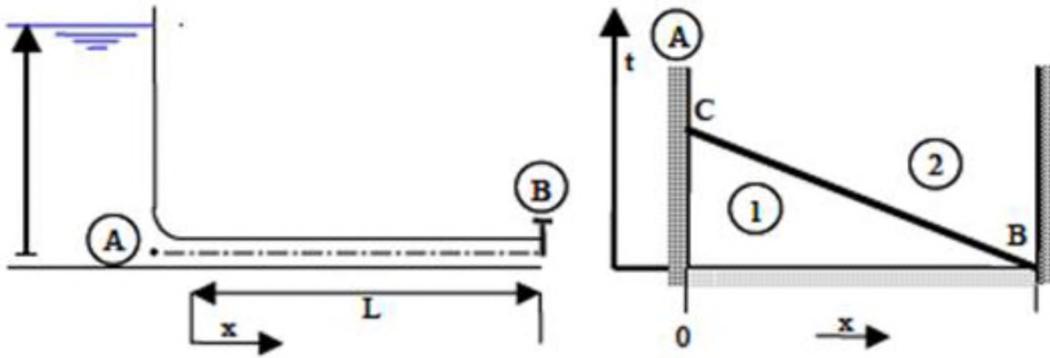


Figure 5-7: a) schéma d'une conduite b) diagramme x-t avec CB ligne caractéristique

En imposant simultanément un changement de condition limite aux endroits $x=0$ et $x=L$, le domaine influencé par la condition initiale serait confiné au triangle ACB (Figure 5-8). La ligne caractéristique AC sépare les domaines influencés par la condition limite amont et la condition initiale ; la ligne caractéristique BC sépare les domaines influencés par la condition limite aval et la condition initiale. Ainsi les lignes caractéristiques dans le diagramme $x-t$ représentent les chemins parcourus par les perturbations imposées dans divers endroits du système considéré.

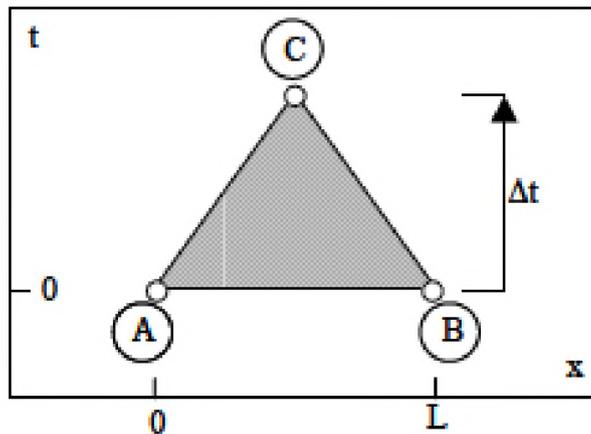


Figure 5-8 : Excitation du système aux extrémités amont et aval. Le domaine hachuré est influencé par les conditions initiales.

Admettons que la hauteur de pression h et le débit Q soient connus au temps $t=t_0$, soit par condition initiale au temps $t_0=0$, soit par calcul de l'incrément temporel précédent. Le but est de calculer h et Q au temps $t_0+\Delta t$. Connaissant alors h et Q au temps t_0 dans les deux points A et B de la Figure 5-8, par exemple, leur valeur est recherchée au point P.

En multipliant l'équation (4.28) par dt , et en intégrant du point A au point P,

$$\int_A^P dQ + \frac{gA}{c} \int_A^P dh + R \int_A^P Q|Q|dt = 0 \quad 4-32$$

Les deux premières intégrations sont immédiates, mais la troisième peut s'écrire :

$$R \int_A^P Q|Q|dt \cong RQ_A|Q_A|(t_p - t_a) = RQ_A|Q_A|\Delta t \quad 4-33$$

Par conséquent, l'équation devient (3.25)

$$Q_p - Q_a + \frac{gA}{C}(h_p - h_a) + RQ_A|Q_A|\Delta t = 0 \quad 4-34$$

L'approximation du terme de frottement est du premier ordre. Ainsi l'équation (4.34) reste linéaire dans Q_P . Une approche de deuxième ordre

$$R \int_A^P Q|Q|dt \cong \frac{1}{2}R[Q_A|Q_A|+Q_P|Q_P|]\Delta t \quad 4-35$$

entraîne une équation quadratique en Q_P . Pour éviter les instabilités numériques d'une approche de premier ordre, l'incrément temporel Δt devra être sévèrement limité.

Par analogie à l'équation (4.35), l'intégration le long de la ligne caractéristique BP donne

$$(Q_p - Q_B) - \frac{gA}{C}(h_p - h_B) + RQ_B|Q_B|\Delta t = 0 \quad 4-36$$

Soient

$$C_A = Q_A + C_a h_A - RQ_A|Q_A|\Delta t \quad 4-37$$

et

$$C_B = Q_B - C_a h_B - RQ_B|Q_B|\Delta t \quad 4-38$$

les parties connues des équations (4.34) et (4.36), avec $C_a = gA/C$, ces dernières deviennent,

$$Q_P = C_A + C_a h_P$$

et

$$Q_P = C_B + C_a h_P \quad 4-40$$

L'équation (4.39) correspond à la caractéristique positive et (4.40) à la caractéristique négative. En additionnant les deux,

$$Q_P = (C_A + C_B) \quad 4-41$$

et

$$h_P = \frac{1}{2C_a} (h_A - h_B) \quad 4-42$$

Ainsi, la résolution des inconnues Q et h peut s'étendre à l'intérieur du domaine $0 < x < L$ et $t > 0$ pour un incrément temporel Δt . Par la suite, la résolution se poursuit par incrémentation du temps $t = t_0 + i \cdot \Delta t$ avec $i = 2, 3, \dots, n$. Aux limites $x = 0$ et $x = L$, les équations (4.39), (4.40) peuvent être utilisées. La condition initiale ($t = 0$) ressort d'un calcul en écoulement stationnaire.

La Figure.5-9 montre un réseau de nœuds types où la distinction a été faite entre des conditions limites amont et aval, la condition initiale et des points de calcul. Les pas de temps Δt et de distance Δx ont été choisis équidistants dans ce cas particulier.

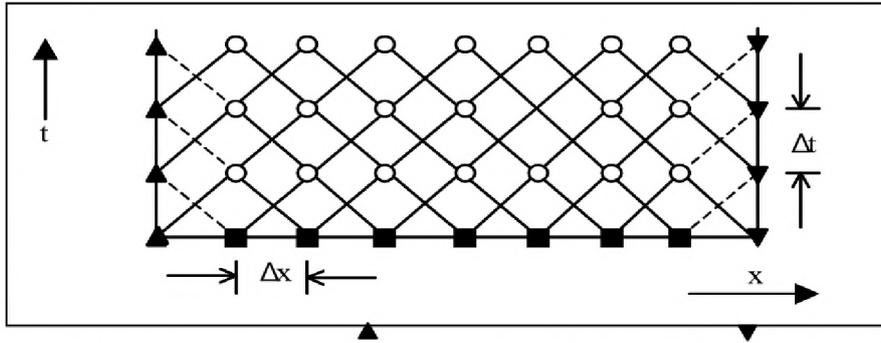


Figure.5-9: Réseau de caractéristiques, (▲) condition limite amont, (▼) condition limite aval, (■) condition initiale, (○) points de calcul.

5.3.2.1 Conditions aux limites :

Ces conditions entraînent en général une relation, à l'extrémité amont ou aval, soit pour le débit, pour la hauteur de pression ou pour les deux, en fonction du temps. Par la suite, l'extrémité amont est caractérisée par l'index 1 et l'extrémité aval par l'index $n+1$. Amont et aval se réfèrent à l'écoulement stationnaire bien qu'un changement de direction d'écoulement peut apparaître pendant la phase non stationnaire. La conduite de longueur L est divisée en n tranches équidistantes.

Dans le cas d'un réservoir amont (Figure 5-10), il est admis que la charge reste constante pendant l'écoulement non stationnaire. La perte de charge due à l'entrée dans la conduite forcée peut être exprimée par :

$$\Delta H_e = \xi_e \frac{Q_{P,1}^2}{2gA^2} \quad 4-43$$

Où ξ_e est le coefficient de perte de charge et $Q_{P,1}$ le débit dans la première section de conduite.

La hauteur de pression $h_{P,1}$ à l'entrée de la conduite forcée devient alors

$$h_{P,1} = H - (1 + \xi_e) \frac{Q_{P,1}^2}{2gA^2} \quad 4-44$$

L'équation (4.44) établit une relation entre la hauteur de pression et le débit à l'extrémité amont. Pour développer cette condition ultérieurement, il faut simultanément utiliser l'équation (4.40). En éliminant $h_{P,1}$, cela donne

$$k_1 Q_{P,2,1} + Q_{P,1} - (C_{B,1} + C_a H) = 0 \quad 4-45$$

Où $k_1 = C_a(1 + \xi_e)/(2gA^2)$. La solution de l'équation (4.45) mène à :

$$Q_{P,1} = \left[\left(1 + 4k_1(C_{B,1} + C_a H) \right)^{1/2} - 1 \right] / (2k_1) \quad 4-46$$

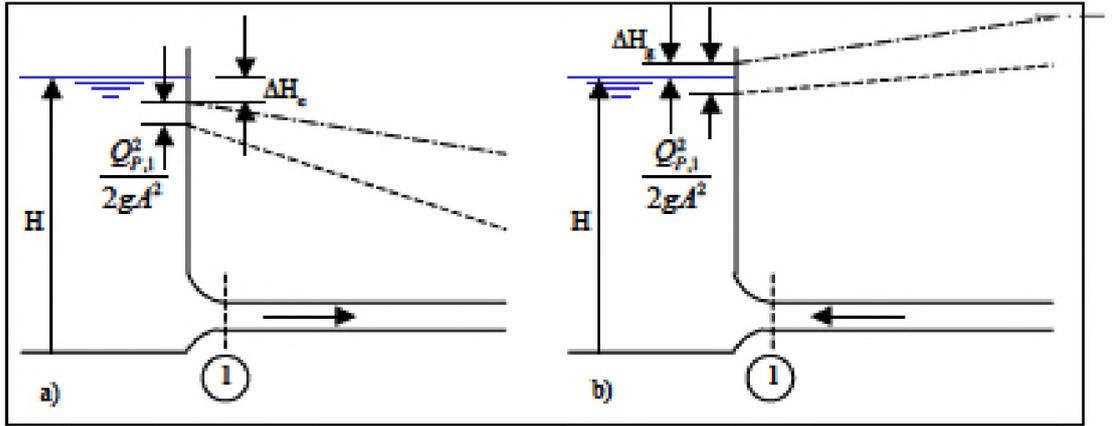


Figure 5-10 : Réservoir amont, écoulement a) en aval et b) en amont.) section 1, (---) ligne de charge, (----) ligne de pression.

Si la perte de charge d'entrée et la hauteur de vitesse sont négligeables vis à vis de $h_{P,1}$ il résulte $h_{P,1}=H$. Ainsi, l'équation (4.46) se simplifie et devient

$$Q_{P,1} = C_{B,1} + C_a H \quad 4-47$$

Dans le cas d'un réservoir placé à l'aval d'une conduite forcée, le débit devient (Chaudry, 1987)

$$Q_{P,n+1} = \frac{[1 - (1 - 4k_2(C_B + C_a H))^{\frac{1}{2}} - 1]}{(2k_2)} \quad 4-48$$

Où $k_2 = \frac{C_a(1-\xi s)}{2gA^2}$. ξ s'est le coefficient de perte de charge due à la sortie.

Considérons maintenant un obturateur à l'extrémité aval. Pour l'écoulement stationnaire (index*), le débit peut s'écrire :

$$Q_{P,n+1}^* = C_d^* A_V^* (2gh_{n+1}^*)^{1/2} \quad 4-49$$

Où A_V est la section de l'obturateur et C_d le coefficient de débit. Par analogie, pour l'écoulement non stationnaire

$$Q_{P,n+1} = C_d A_V (2gh_{P,n+1})^{1/2} \quad 4-50$$

Soit $\tau_V = C_d A_V / (C_d^* A_V^*)$ l'ouverture relative de l'obturateur; la combinaison des équations (4.49) et (4.50) indique

$$Q_{P,n+1}^2 = \frac{(Q_{n+1}^* \tau_V)}{h_{n+1}^*} h_{P,n+1} \quad 4-51$$

En éliminant $h_{P,n+1}$ des équations (4.49) et (4.51) il résulte

$$Q_{P,n+1}^2 + C_v Q_{P,n+1} - C_v C_A = 0 \quad 4-52$$

Où $C_v = (\tau_V Q_{n+1}^*)^2 / (C_d h_{n+1}^*)$. La résolution de l'équation (2.44) donne alors

$$Q_{P,n+1} = \frac{C_v}{2} [(1 + 4C_A/C_v)^{1/2} - 1] \quad 4-53$$

Pour calculer les conditions d'écoulement dues à l'ouverture ou la fermeture d'un obturateur, il faut connaître le diagramme $\tau_V(t)$, tel que représenté à la Figure 5-11b) et c). Pour $\tau_V=1$, le débit est Q_{n+1}^* sous une hauteur de pression h_{n+1}^* .

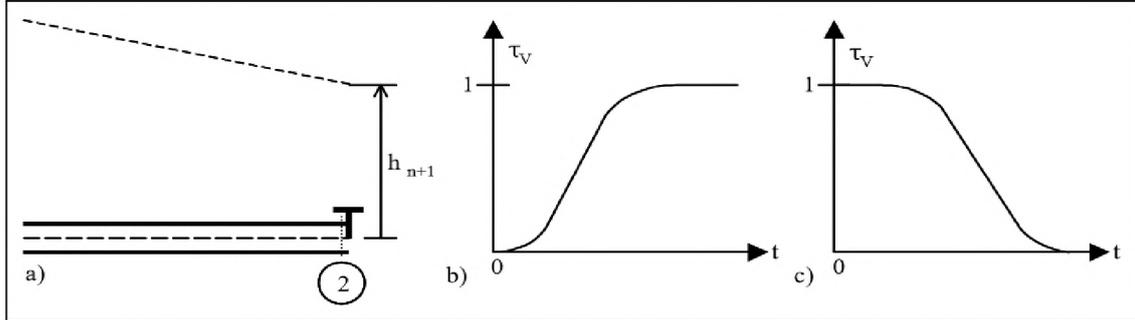


Figure 5-11 : Obturateur à l'extrémité aval. a) schéma hydraulique avec (---) ligne de pression, b) ouverture et c) fermeture de l'obturateur en fonction du temps t.

Si un orifice libre se trouve à l'extrémité aval, les équations précédentes restent valables en posant $\tau_V=1$.

Considérons maintenant une transition de conduite, soit en diamètre, en épaisseur de conduite, en matériel de conduite ou en coefficient de frottement (Figure 5-12a). En identifiant la conduite amont par l'index i , et la conduite aval par l'index $i+1$, et en négligeant la perte de charge, Chaudry (1979) trouve

$$h_{P_{i,n+1}} = h_{P_{i+1,1}} \quad 4-54$$

Les équations des caractéristiques positive et négative pour les sections $(i,n+1)$ et $(i+1,1)$ sont, respectivement

$$Q_{P_{i,n+1}} = C_{A_i} - C_{a_i} h_{P_{i,n+1}} \quad 4-55$$

$$Q_{P_{i+1,1}} = C_{B_{i+1}} - C_{a_{i+1}} h_{P_{i+1,1}} \quad 4-56$$

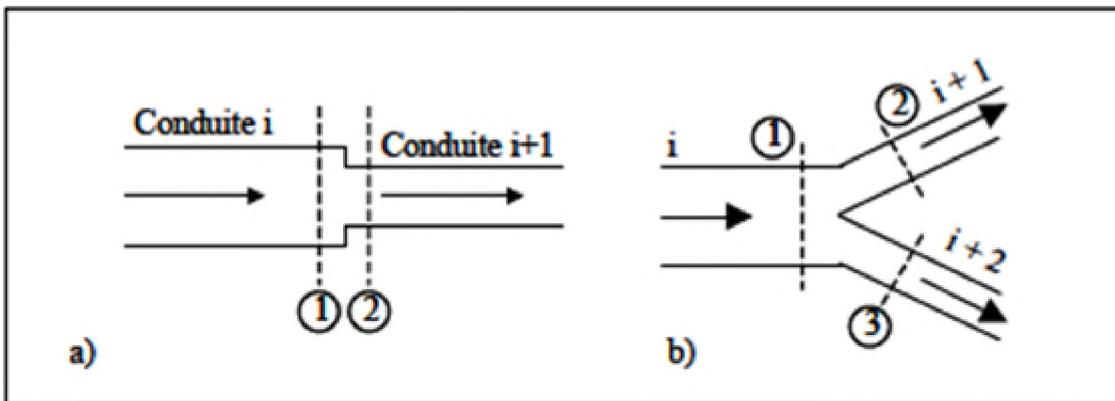


Figure 5-12 : a) transition de conduite forcées b) jonction de conduites

L'équation de continuité impose que :

$$Q_{P_{i,n+1}} = Q_{P_{i+1,1}} \quad 4-57$$

$$h_{P_{i,n+1}} = \frac{C_{A_i} - C_{B_{i+1}}}{C_{a_i} - C_{a_{i+1}}} \quad 4-58$$

Pour une jonction de conduites (Figure 5-12b) l'équation de continuité implique

$$Q_{P_{i,n+1}} = Q_{P_{i+1,1}} + Q_{P_{i+2,1}} \quad 4-59$$

Les équations caractéristiques indiquent

$$Q_{P_{i,n+1}} = C_{A_i} - C_{a_i} h_{P_{i,n+1}} \quad 4-60$$

$$Q_{P_{i+1,1}} = C_{B_{i+1}} - C_{a_{i+1}} h_{P_{i+1,1}} \quad 4-61$$

$$Q_{P_{i+2,1}} = C_{B_{i+2}} - C_{a_{i+2}} h_{P_{i+2,1}} \quad 4-62$$

Si la perte de charge dans la jonction et les hauteurs de vitesse dans les trois branches sont négligées, l'équation de la conservation d'énergie donne

$$h_{P_{i,n+1}} = h_{P_{i+1,1}} = h_{P_{i+2,1}} \quad 4-63$$

La solution du système d'équations précédent donne alors

$$h_{P_{i,n+1}} = \frac{C_{A_i} - C_{B_{i+1}} - C_{B_{i+2}}}{C_{a_i} + C_{a_{i+1}} + C_{a_{i+2}}} \quad 4-64$$

5.3.3 Méthode des différences finis [14]

Cette méthode consiste à remplacer les opérateurs différentiels par des opérateurs basés sur des intervalles de temps et d'espace finis Δt et ΔX , puis à résoudre le système d'équations algébriques ainsi obtenu en tenant compte des conditions initiales et aux limites. On a le système suivant :

$$\frac{H_i^{t+\Delta t} - H_i^t}{\Delta t} = -\frac{C^2}{gS} \left(\frac{Q_{i+1}^t - Q_{i-1}^t}{2\Delta X} \right) \quad 4-65$$

$$\frac{Q_i^{t+\Delta t} - Q_i^t}{\Delta t} = -gS \left(\frac{H_{i+1}^t - H_{i-1}^t}{2\Delta X} \right) \quad 4-66$$

Pour chaque position i sur l'axe X , on peut écrire ces deux équations en mettant en évidence les variables à évaluer au temps $t + \Delta t$. Il devient alors facile d'illustrer la méthode au moyen d'un chiffrier électronique. Cette méthode peut être utilisée pour résoudre n'importe quel problème d'écoulement non permanent. Elle est généralement appliquée dans les problèmes d'écoulement à surface libre non permanent, cependant elle peut servir pour résoudre les problèmes de coup de bélier (écoulement non permanent en charge).

Le domaine d'application de la méthode aux différences finies possède la possibilité de développer des schémas implicites aux différences finies centrées et explicites. Les

schémas aux différences finies explicites admettent une interprétation par les équations caractéristiques (schéma de lax –Wendroff). On préfère le schéma explicite, puisque les équations qui interviennent sont non linéaires

Les schémas aux différences finies peuvent présenter des avantages certains lorsque la géométrie de problème est simple, l'inconvénient principal de ces schémas réside dans le fait de prendre en compte les conditions limites qui s'intègrent au contraire dans le cas de la méthode des éléments finis.

Ces schémas aux différences finies ont la réputation de dépendre du problème considéré si bien qu'il n'existe pas aujourd'hui de codes de calcul généraux utilisant le principe des différences finies. Le choix et la construction d'un schéma aux différences dépendent de plusieurs facteurs, telles que la précision, la stabilité et la meilleure incorporation d'importants principes physiques par exemple : les lois de conservation.

5.3.3.1 Schéma explicite : [19]

Permettent de calculer les valeurs nouvelles de H et U en chaque point de calcul au temps $t + \Delta t$ en utilisant les valeurs connues au temps t des points de calcul situés dans le voisinage immédiat du point de calcul. À cet fin on évalue les valeur des dérivées $\partial U / \partial t$ et $\partial H / \partial t$ en calculant les valeurs des seconds membres des équations en ces différents points au temps t . pour un intervalle Δt de temps trop grand les résultats sont aberrants il s'agit donc la du phénomène d'instabilité numérique du schéma. Pour que les résultats soient corrects, il faut que la relation entre le pas d'espace et l'intervalle de temps en chaque point de calcul satisfasse à la conditions CFL du no de trois mathématicien : Courant, friedrichs et lewy exprimée en termes du nombre Courant :

$$C_r < 1$$
$$C_r = \frac{\Delta t(C + |U|)}{\Delta X}$$
$$C = \left(\frac{gS}{D}\right)^{\frac{1}{2}}$$

C_r : Nombre de Courant

C : Célérité des petites ondes

S : Surface

D : Diamètre

Soit la description synthétique du schéma de Lax. Wendroff :

Le système d'équation suivant :

Equation de continuité :

$$\frac{\partial(S)}{\partial t} + \frac{\partial Q}{\partial X} = 0 \quad 4-67$$

Équation de quantité de mouvement :

$$\frac{\partial Q}{\partial t} + \frac{\partial(Q^2/S)}{\partial X} = 0 \quad 4-68$$

Les deux équations peuvent s'écrire synthétiquement :

$$\frac{\partial V_s}{\partial t} + \frac{\partial R}{\partial X} = 0 \quad 4-69$$

Où

- V_s est le vecteur solution

$$V_s = \begin{pmatrix} S \\ Q \end{pmatrix} \quad 4-70$$

- R , le vecteur des termes de flux :

$$R = \begin{pmatrix} Q \\ \frac{Q^2}{S} + g \frac{S^2}{2} \end{pmatrix} \quad 4-71$$

R_h : rayon hydraulique au droit d'un profil.

La forme variationnelle du système est donnée par :

$$W = \int_L (V_s^{t+\Delta t} - V_s^t) dX + \Delta t \int_L \left(\frac{\partial R^{t+\frac{\Delta t}{2}}}{\partial X} + G^t \right) dX = 0 \quad 4-72$$

Avec :

L : longueur du domaine étudié.

Le schéma de Lax- Wendroff comporte une étape de prédiction suivie d'une étape de correction. Ces deux étapes sont incluses dans une même boucle sur les éléments suivants le schéma de la Figure 5-13.

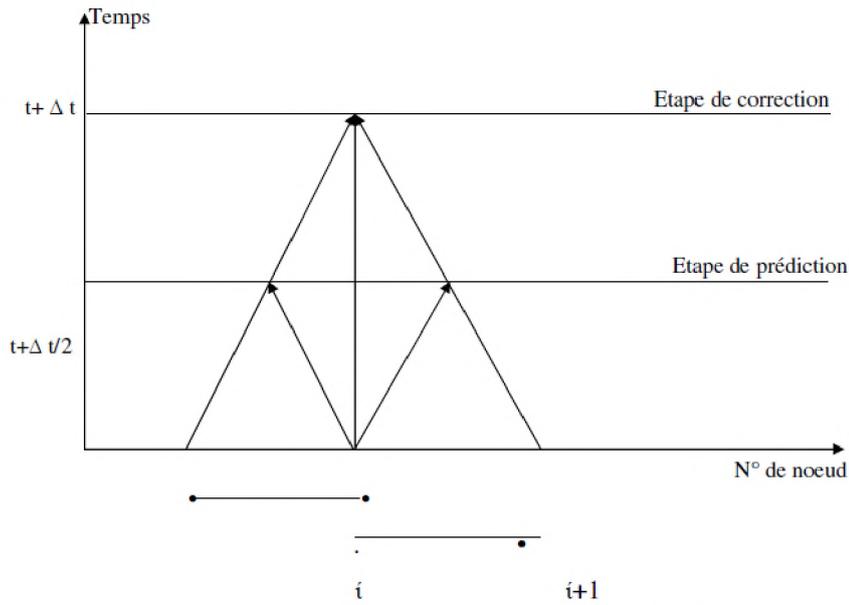


Figure 5-13: Schéma de Lax- Wendroff.

Etape de prédiction :

Les valeurs $V_s^{t+\frac{\Delta t}{2}}$, $R^{t+\frac{\Delta t}{2}}$, $G^{t+\frac{\Delta t}{2}}$ et sont moyennées par élément à l'instant $t + \frac{\Delta t}{2}$ comme suit, à partir des expressions pour obtenir donc :

$$V_s^{t+\frac{\Delta t}{2}} = V_s^t - \frac{\Delta t}{2} \left(\frac{\partial R^t}{\partial X} + Z^t \right) \tag{4-73}$$

Les termes de diffusion ne sont pas pris en compte à ce niveau.

Etape de correction :

La forme variationnelle faible de l'expression 4.72 est utilisée sur le domaine de longueur L :

$$W = \int_L \delta V_s (V_s^{t+\Delta t} - V_s^t) dX - \Delta t \int_L \frac{\partial \delta V_s}{\partial X} \left(V_s^{t+\frac{\Delta t}{2}} + \overline{G^t} \right) dX + \left[\delta V_s \Delta t \left(\overline{G^t} + R^{t+\frac{\Delta t}{2}} \right) \right]_{X=0}^{X=L} = 0 \tag{4-74}$$

Avec $\overline{G^t} = \frac{s^t v^t ((Q/S))}{\partial X}$ et δV_s la fonction de pondération de galerkine.

Les avantages que procure ce schéma sont :

- En premier lieu, les capacités de stockage nécessaire restent faibles puisque le schéma ne nécessite d'assembler que la seule matrice masse (devant le terme temporel) - par ailleurs, les deux premières étapes peuvent être assemblées dans une même boucle sur les éléments.

LAX et WENDROFF (1960) ont présenté un algorithme numérique à deux pas de précision d'onde permettant la résolution sur ordinateur de l'évolution transitoire des écoulements. L'établissement de cet algorithme est basé sur le caractère conservatif des équations aux dérivées partielles qui représentent l'écoulement, ce qui présente l'avantage d'essayer de préserver les propriétés de conservation des quantités de masse de mouvement et d'énergie dans ces approximations aux différences. Ceci permet de minimiser l'erreur faite sur les quantités de masse, de mouvement et d'énergie. Cependant si la procédure d'interpolation est performante à chaque maillage de points et pour chaque pas de temps sans se soucier si les distributions spatiales ont en besoins. Les schémas explicites étudiés par M.H CHAUDRRY et M.Y.HUSSAINI sont représentés par la méthode de MAC –CORMACK (1971), le schéma de LAMBDA et le schéma de GABUTTI (1983).. Ces schémas sont introduits pour résoudre les équations différentielles, partielles hyperboliques quasi-linéaires décrivant le phénomène du coup de bélier en phase de fermeture dans une conduite.

5.3.3.2 Schémas implicites :

Dans la méthode des différences finies, la conduite est divisée en tronçons et la résolution des équations se fait simultanément pour le système entier pour chaque pas de temps qui consiste à remplacer les dérivées partielles par des formules aux différences établies en des points intermédiaires entre le niveau de temps n et le niveau n+1.[20]

Le principe avantage de la méthode est que le pas de temps n'est pas limité au pas de temps courant pour la stabilité de la solution cependant, la condition pas de temps – distance est un besoin dans la résolution de la majorité des écoulements transitoires à partir des équations de continuité et de mouvement :

$$H_x + \frac{Q_t}{gS} + \frac{\lambda Q^2}{2gDS^2} = 0 \quad 4-75$$

$$H_t + \frac{C^2}{gS} Q_x = 0 \quad 4-76$$

Si on applique le schéma implicite centré voir Figure 5-14

Les équations sont placées en différences finies, comme suit :

$$\frac{H'_B + H_B - H'_A - H_A}{2\Delta X} + \frac{Q'_A + Q'_B - Q_A - Q_B}{2gS\Delta t} + \frac{(Q_A + Q_B)^2}{8gDS^2} = 0 \quad 4-77$$

$$\frac{H'_A + H'_B - H_A - H_B}{2\Delta t} + \frac{C^2}{gS} \frac{Q'_B + Q_B - Q'_A - Q_A}{2\Delta X} = 0 \quad 4-78$$

Après réarrangement de ces équations on obtient

$$H'_B - H'_A + \frac{B}{C_r}(Q'_A + Q'_B) = C_1 \quad 4-79$$

$$H_{A'} + H_{B'} + C_r B(Q_{B'} - Q_{A'}) = C_2 \quad 4-80$$

Avec $B = \frac{c}{gS}$ impédance caractéristique

$C_r = \frac{c\Delta t}{\Delta X}$: Nombre courant

$$C_1 = -\frac{f\Delta X(Q_A + Q_B)^2}{4gDS^2} - (H_B - H_A) + \frac{B}{C_r}(Q_A + Q_B) \quad 4-81$$

$$C_2 = H_A + H_B + C_r B(Q_A - Q_B) \quad 4-82$$

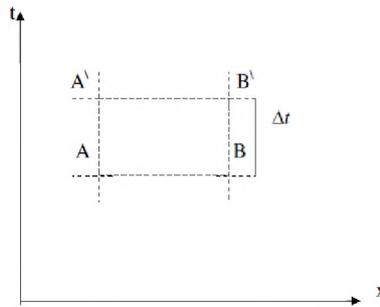


Figure 5-14 : plan xt pour la méthode implicite

On suppose que les conditions aux points A et B sont connues le dernier est approximativement connu. Nous avons donc quatre inconnues pour les deux équations. Deux équations sont valables pour chaque pas de temps en plus des conditions au limite.

5.3.4 Méthodes des éléments Finis : [15]

La méthode d'éléments finis a été trouvée largement acceptable dans différents problèmes d'écoulement, et a trouvé une large application dans le domaine des solides et les problèmes de mécanique des fluides cependant son succès dans l'informatique des transitoires dans les conduites n'est pas établi. Il y a une motivation considérable d'utiliser cette méthode ; cependant, pour les applications utilisées prouvent une grande flexibilité des valeurs mesurées des différentes propriétés. La méthode des résidus mesurés doit être généralement utilisé. La fonction déterminée (fonction obtenue) est substituée normalement par l'équation différentielle qui n'est pas égale à la solution exacte ; la différence étant le reste. Ce résidu, multiplié par la fonction mesurée, égale au résidu mesuré. La méthode d'éléments finis essaye de tendre les résidus mesurés vers Zéro dans un sens large. La particularité de choisir la fonction de mesure prouve les différences des résidus mesurés.

Les fluides transitoires dans lesquels les écoulements variables sont continus et non sujets à un changement rapide doivent être complètement modélisés. La méthode des éléments finis a été également considérée par J.P HUFFEUS et D. KHALETZKY (1984) pour résoudre les équations de Navier Stokes, en utilisant la méthode des caractéristiques.

5.4 Théorie élémentaire (fluide supposé incompressible) [16]:

Nous appliquons le théorème de BERNOULLI en mouvement non permanent.

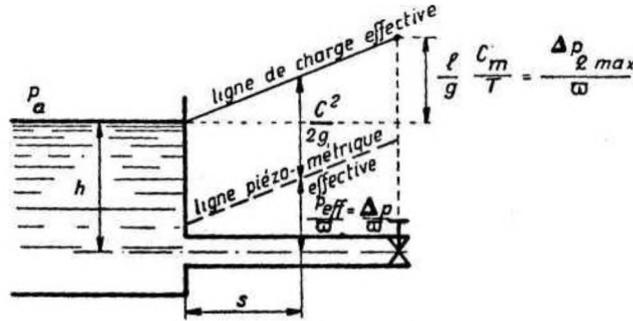


Figure 5-15: une conduite avec un réservoir en amont et une vanne en aval.

En supposant que, pendant la fermeture de la vanne, la vitesse moyenne de l'écoulement décroît linéairement avec le temps, on a :

$$\frac{dc}{dt} = -\frac{c_m}{T} \quad 4-83$$

$$c = c_m \left(1 - \frac{t}{T}\right) \quad 4-84$$

Appliquons le théorème de BERNOULLI en écoulement non permanent entre la surface libre et un point A, à une distance s de l'origine du tuyau. On a :

$$h + \frac{p_a}{w} = 0 + \frac{p}{w} + \frac{c^2}{2g} + \frac{1}{g} \frac{\partial c}{\partial t} s \quad 4-85$$

En écoulement permanent, la pression le long du tuyau était $\frac{p_a}{w}$ (pression effective nulle) ; la surpression créée en A par la fermeture est donc :

$$\frac{\Delta p}{w} = \frac{p}{w} - \frac{p_a}{w} = \frac{p_{eff}}{w} = h - \frac{c^2}{2g} - \frac{1}{g} \frac{dc}{dt} s \quad 4-86$$

Et, en remplaçant c et $\frac{dc}{dt}$ par leur valeur :

$$\frac{\Delta p}{w} = h - \frac{c_m^2}{2g} \left(1 - \frac{t}{T}\right)^2 + \frac{s c_m}{gT} \quad 4-86$$

Le terme $\frac{\Delta p_1}{w} = -\frac{c_m^2}{2g} \left(1 - \frac{t}{T}\right)^2$ représente l'action normale due à la diminution de la pression dynamique.

Le terme $\frac{\Delta p_2}{w} = \frac{s c_m}{gT}$ représente l'action des forces d'inertie.

A l'extrémité du tuyau, $\frac{\Delta p_2}{w}$ est maximale et a pour valeur :

$$\frac{\Delta p_2}{w} = \frac{l c_m}{gT} \quad 4-87$$

Soit :

$$\Delta p_2 = \frac{\rho l c_m}{T} \quad 4-88$$

On retrouve bien la valeur calculée précédemment. Avec ces hypothèses, la surpression $\frac{\Delta p_2}{w}$ se répartit linéairement le long de la conduite, comme l'indique la figure.

Pour tenir compte de l'élasticité de la conduite et de la légère compressibilité de l'eau, on prend parfois pour valeur de Δp le double de la valeur précédente

$$\Delta p = \frac{2\rho l c_m}{T} \quad 4-89$$

Mais ceci ne constitue qu'une approximation élémentaire très grossière.

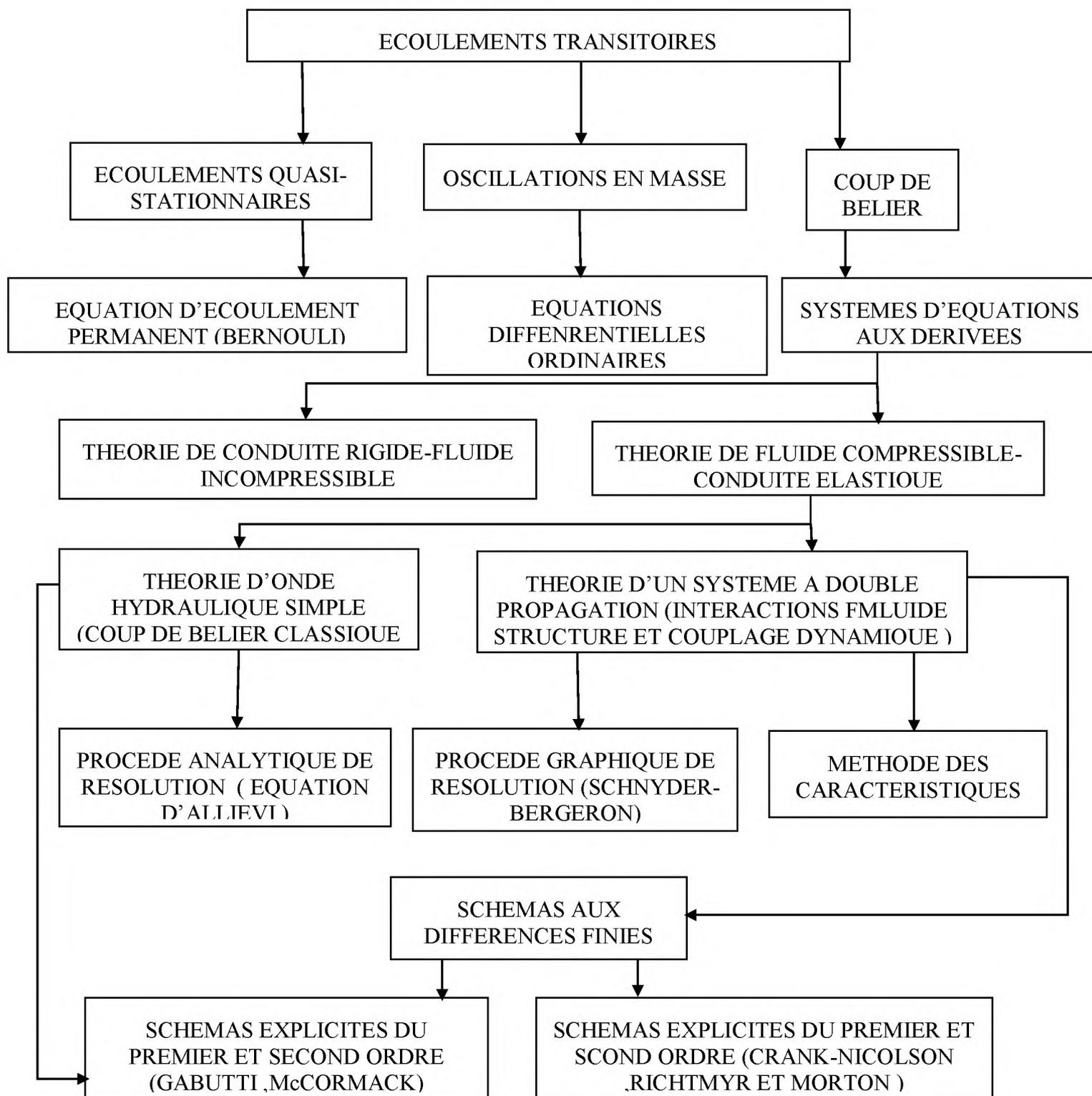
5.5 Conclusion :

On peut dire que la méthode des caractéristiques est beaucoup plus maniable et efficace en ses avantages suscités bien qu'elle a ses faiblesses. Pour la méthode de différences finies on peut citer les schémas de LaxWendroff –de Mac – Cormack , peu utilisés actuellement .

La méthode des caractéristiques demeure actuellement très utilisée pour le calcul des écoulements non permanents dans des systèmes très complexes.

Les faiblesses de la méthode sont caractérisées par un cumul d'erreurs résultant de l'arrondissement des longueurs partielles entre les nœuds de calcul le long de la conduite.

5.6 Le diagramme des différentes méthodes de résolutions :



6 Graphes et Interprétations :

6.1 Calcul préliminaire :

DEBIT (m ³ /h)	λ_{BRUT}	$\lambda_{CONDENSAT}$	λ_{Eau}
1100	0.0165	0.133	0.139
1400	0.0158	0.0130	0.0135
1800	0.0152	0.0127	0.132
3791	0.0137	0.0121	0.0124
4734	0.0134	0.0120	0.0122

Tableau 6-1: Coefficient de de perte de charge pour des différentes matière

Matiere	ρ_0 kg/m ³	Viscosite dynamique (Pa.s)	Viscosite Cinematique (Pa.s)	Modul de Bulk (Pa)
Pétrole brut	816.6	3.54E-03	4.37E-06	1.35E+09
Condensat	729	7.89E-04	1.08E-07	9.78E+08
Eau	1000	1.14E-03	1.14E-06	2.20E+09

Tableau 6-2: Caractéristique des différentes espèces

DEBIT (m ³ /h)	Re _{BRUT}	Re _{CONDENSATE}	Re _{EAU}
1400	233121	1045932	724530
3791	631258	2832260	1961943
4734	788282	3536776	2449971

Tableau 6-3: Nombre de Reynolds

	BRUT	CONDENSAT	EAU
Célérité (m/s)	1130.66	1048.41	1213.11

Tableau 6-4: Célérité des différentes espèces

6.2 La partie programmation :

La procédure pour résoudre un problème de fluide en écoulement transitoire numériquement implique un nombre de calculs répétitifs. Un algorithme pour résoudre un problème impliquant une seule pipe menant d'un réservoir à une vanne doit avoir les éléments suivants :

1. Lire en valeurs de données qui décrit le system et le caractère d'un transitoire particulier.
2. Calculer les constantes et les conditions initiales du régime permanent ; stocker les valeurs initiales de Q_i et H_i pour $t=0$.

3. incrémente le temps par ΔT et Calculer les points intérieurs Q_{p2} jusqu'à Q_{pN}, H_{p2} jusqu'à H_{pN} , et ensuite calculer les valeurs limites $Q_{p1}, H_{p1}, Q_{pNS}, H_{pNS}$.
4. Stocker tous les valeurs de Q_{pi}, H_{pi} en Q_i, H_i , respectivement.
5. Refaire les deux instructions 3 et 4 à condition de ne pas dépasser T_{max} .

Et on obtient l'organigramme (voir annexes 1)

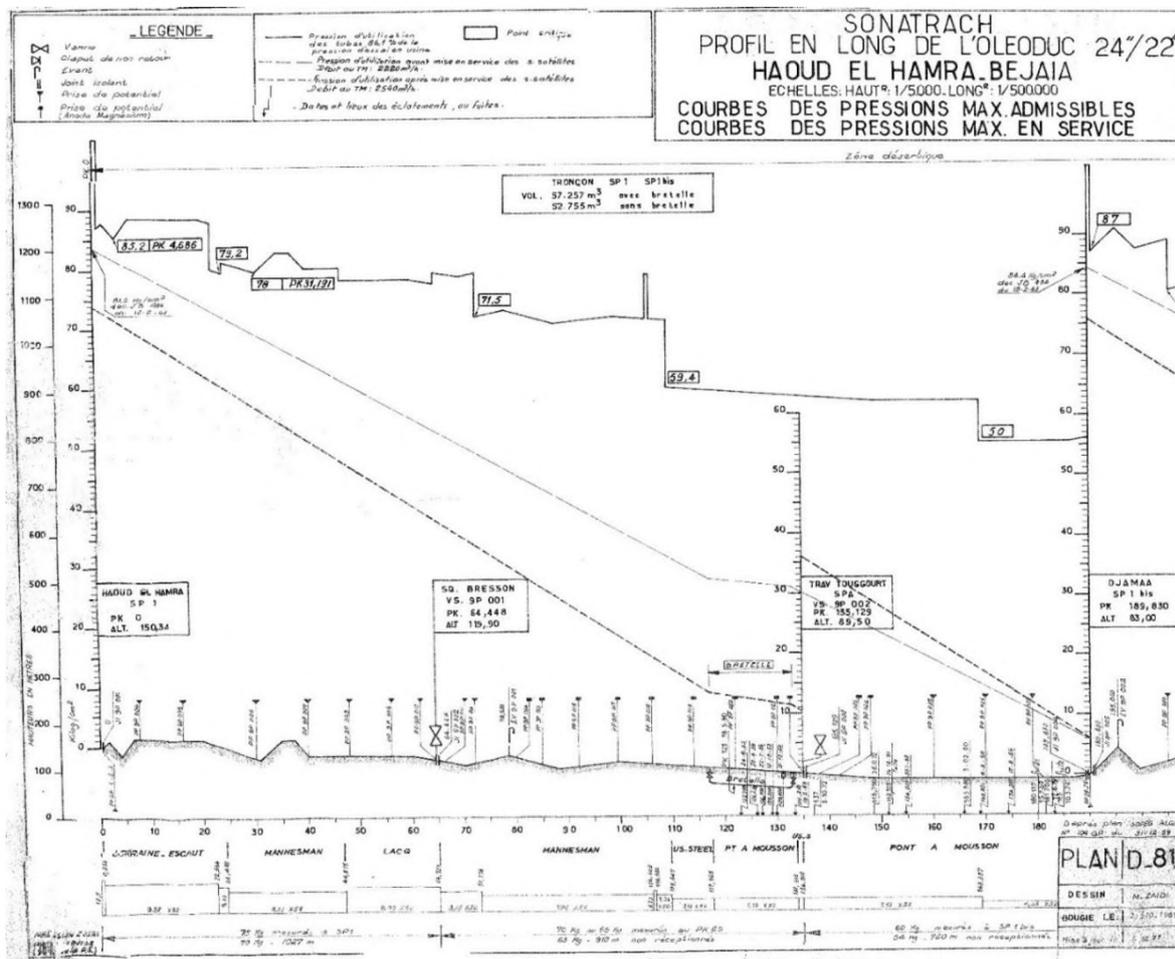
Après avoir fait la programmation par MATLAB on a fait des simulations pour savoir le comportement de fluide dans la canalisation a notre cas OB1, on fait varier les paramètres de fluide pour savoir les paramètres qui font augmenté les pressions dans la canalisation et les paramètres sont les suivant :

- Le débit volumique ($Q=3791m^3/h$ et $Q=4734m^3/h$)
- Le diamètre de la conduite ($d=24''$, $d=28''$ et $d=34''$)
- Le fluide (pétrole brut , pétrole condensat et l'eau)

6.3 APPLICATION A NOTRE CAS :

6.3.1 La conduite :

Figure 6-1: Profil en long de l'Oléoduc Haoud El Hamra-Djamaa



6.3.1.1 Observation :

On prend le cas de l'OB1 ou on a une conduite de 190 km, en amont on dispose d'une pompe, et en aval on prévoit une vanne, le diamètre de la conduite est de 24'' (d=0.61m) avec une épaisseur de e=0.0127 m, le fluide considéré est le pétrole brut avec une masse volumique de $\rho = 816 \text{ kg/m}^3$, il débite avec un régime de $Q=1400 \text{ m}^3/\text{h}$ et une pression à l'entrée de 70 bar, la pression de sortie au niveau de la vanne est $P_2= 40 \text{ bar}$, la Figure 6-1 nous montre le profil de la conduite et les différents contraintes de la conduite, on a pour cela, une contrainte de près de 83,2 bar dans les tronçons de conduite qui se trouvent de 0 à 25 km, une contrainte autour de 75 bar de 25 km jusqu'à 70 km, une contrainte près de 71 bar de 70 km jusqu'à 110 km, une contrainte près de 59,4 de 110 km jusqu'à 165 km, et une contrainte près de 50 bar de 165km a 190 km .

6.3.2 Simulation du conduit par MATLAB :

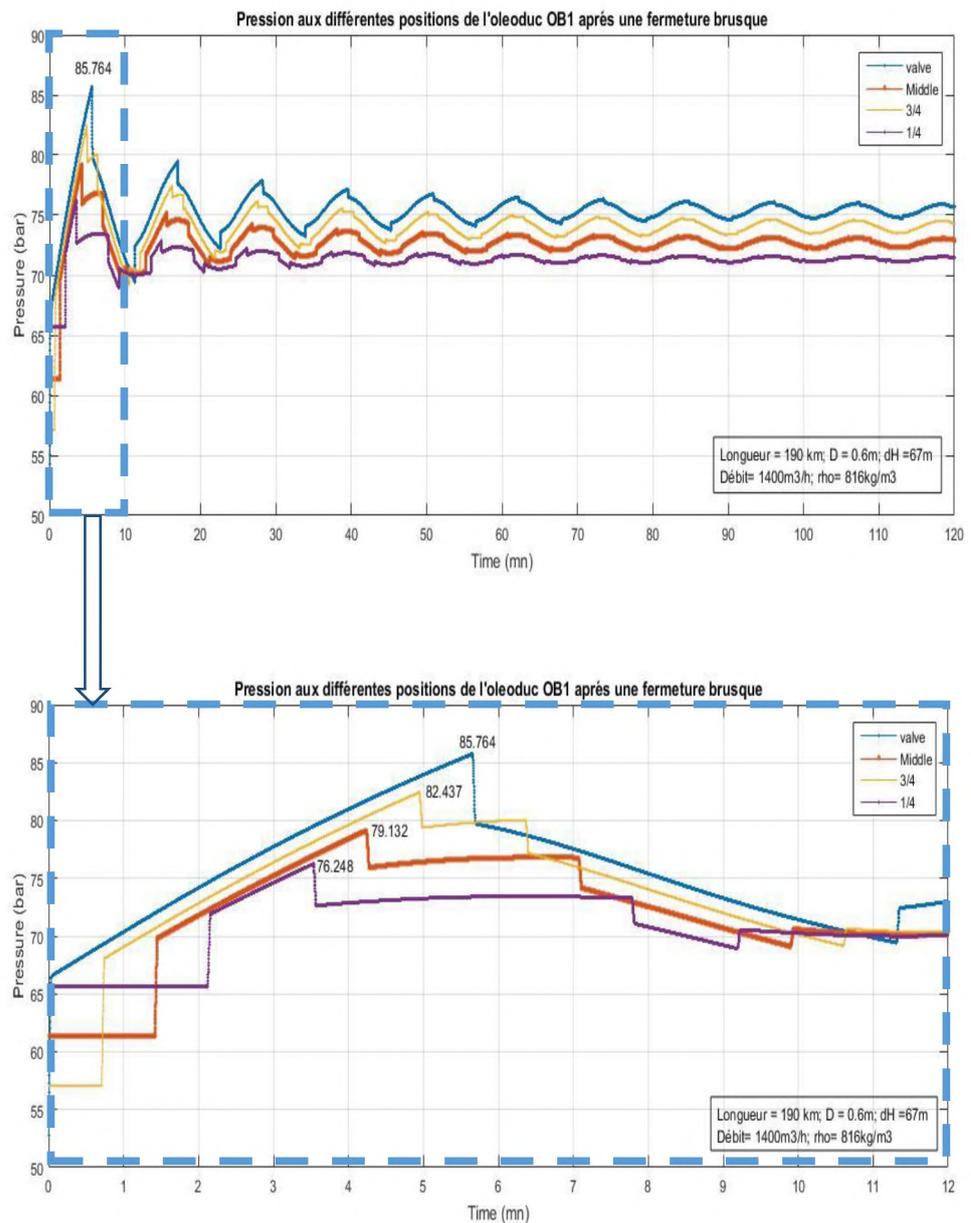


Figure 6-2: les augmentations de pression au long de la conduite en fonction de temps

6.3.2.1 Observation :

Après une simulation par MATLAB on a eu la Figure 6-2, ou on peut voir les différentes augmentations de pression sous l'effet du coup de bélier, ou on observe que la pression à la vanne augmente jusqu'à $P=85,764$ bar, à 142,5km on aura une augmentation de pression jusqu'à $P=82,437$ bar, à 95 km, on obtient une augmentation de pression jusqu'à $P=79,123$ bar, et à 47,5 km, on aura une augmentation de pression jusqu'à $P=76,248$ bar.

6.3.2.2 Interprétation :

On voit qu'à la fermeture brusque de la vanne, les pressions dans la conduite augmentent plus que la contrainte de la conduite, telle qu'on aura une augmentation de pression de fluide au environ de la vanne jusqu'à $P=85$ bar et contrainte admissible de la conduite en ce point à $P=50$ bar, et aux alentours de 142,5km, on aura une augmentation de pression à la conduite à $P=59,4$ bar et au milieu de la conduite on aura une augmentation de pression à $P=79,123$ bar, pour une contrainte de la conduite en ce point de $P=71$ bar et à 47,5 km, on aura une augmentation de pression de $P=76,24$ bar et la contrainte de la conduite de $P=75$ bar.

Donc on peut dire que la conduite risque de subir une rupture en différentes positions, car on observe que les pressions du fluide sont largement supérieures aux contraintes circonférentielles admissibles de la conduite respective.

6.3.3 Simulation de la conduite par Ansys-fluent :

6.3.3.1 Introduction : [17]

Les développements récents en sciences informatiques ont favorisé l'utilisation de la dynamique des fluides (CFD) pour la modélisation de l'écoulement du fluide. Ainsi, dans cette étude, le phénomène du coup de bélier a été simulé en cas de fermeture soudaine en utilisant FLUENT, les résultats obtenus ont été comparés avec ceux de modèle élaboré sur MATLAB basant sur la méthode des caractéristiques.

FLUENT est l'un des logiciels des plus utilisé en CFD, qui fournit une large gamme de modèles physiques avancés pour l'écoulement du fluide et le transfert de chaleur, y compris l'écoulement multiphasique. Il peut échanger des équations différentielles en 2D et 3D en des équations algébriques en utilisant la méthode des volumes finis. Actuellement des milliers d'entreprises à travers le monde utilisent de Fluent en tant que partie intégrante de la conception et l'optimisation de leurs produits.

Les effets hydrauliques de fermeture soudaine de la vanne sont étudiés, après la détermination de la grille adaptée du modèle turbulent. Afin de simuler un écoulement turbulent, 2D RSM et k-ε modèles ont été utilisés et le volume de fluide (VOF) modèle sont utilisé pour simuler l'écoulement de pétrole brut. Le modèle k-ε dispose de trois types d'approches, appelés Standard, RNG et Réalisable. Le modèle standard a deux équations indépendantes basées sur k et ε, où k montre l'énergie cinétique turbulente, et ε est son taux de dissipation. Le RNG est un modèle a un terme supplémentaire dans son équation ε qui significative l'amélioration de la précision des flux. Le modèle Réalisable est un développement relativement récent et diffère à partir du modèle standard de deux façons importantes :

- (1) le modèle Réalisable contient une nouvelle formulation pour la viscosité turbulente ;
- (2) une nouvelle équation de transport pour le ε a été dérivée d'une équation exacte pour le transport de la vorticité en fluctuation quadratique moyenne

Dans cette étude, la simulation d'écoulement instable tout d'abord commencé avec pas de temps égal à 0.01 s et après la stabilité de la solution, le pas de temps a progressivement augmenté jusqu'à 0,1 s. le $k-\varepsilon$ et a été utilisé pour analyser l'écoulement turbulent, en supposant qu'il est le plus approprié à notre étude sur la base de la hausse la précision de la simulation et le calcul de moins chronophage dans les mêmes conditions de simulation.

6.3.3.2 Définition de la CFD [18]

La **mécanique des fluides numérique (MFN)**, plus souvent désignée par le terme anglais computational fluid dynamics (**CFD**), consiste à étudier les mouvements d'un fluide, ou leurs effets, par la résolution numérique des équations régissant le [fluide](#). En fonction des approximations choisies, qui sont en général le résultat d'un compromis en termes de besoins de représentation physique par rapport aux ressources de calcul ou de modélisation disponibles, les équations résolues peuvent être les [équations d'Euler](#), les [équations de Navier-Stokes](#), etc.

Dans le domaine de la recherche, cette approche est l'objet d'un effort important, car elle permet l'accès à toutes les informations instantanées (vitesse, pression, concentration) pour chaque point du domaine de calcul, pour un coût global généralement modique par rapport aux expériences correspondantes.

6.3.3.3 Conditions aux limites

Les parois de la conduite ont été choisis solides, donc la condition limite paroi a été défini pour eux. Un code a été utilisé comme une fonction définie par l'utilisateur (UDF) dans FLUENT. Selon cette UDF (voir ANNEXE), les valeurs de la vitesse au niveau des limites (entrée et sortie) deviennent zéro après que le système est stabilisé. En effet, lorsque la vitesse est égale à zéro, elle est semblable à la condition lorsque la pompe est mise hors tension ou la valve est fermée brusquement dans la pratique.

Aussi pour modéliser ce phénomène, la compressibilité du fluide en question doit être prise en considération donc la densité qui varie légèrement et la célérité du son prise en compte, et cela se fait à travers des fonctions définies par l'utilisateur qui est présenté en annexe.

Afin de déterminer le temps nécessaire pour atteindre le flux constant avant l'apparition de coups de bélier, les modèles ont été exécutés en premier lieu sans coups de bélier et le temps nécessaire a été extrait. FLUENT a la capacité d'enregistrement du temps pour l'enregistrement des paramètres hydrauliques tels à la pression dans les écoulements instables. Ce paramètre a été enregistré dans le modèle expérimental par le ΔT prise en compte pour l'enregistrement des valeurs de la pression dans la modèle numérique et dans le montage expérimental était le même et égale à 0,1 s.

6.3.3.4 Résultats et discussion

Ces chiffres montrent que, dès que le système approchait au régime permanent, le débit de sortie est arrêté par une fermeture brusque de la vanne. Une forte vague de pression positive est générée et propagée le long du tuyau vers la station de pompage puis réfléchi. En d'autres mots, une autre vague est produit qui retourne le long du tuyau au point de de départ de la première vague. Cette vague en approchant de la valve, une onde négative se propage à partir de la valve vers la pompe. Ce processus prend place successivement le long du tuyau et l'énergie est progressivement dissipée donc l'intensité des vagues atténuée et fané

Ce comportement est dû à l'absence de la chambre d'équilibre de sorte que son onde de pression est plus forte et il y a échange d'énergie cinétique élevée entre les éléments du fluide ou bien entre les frontières du fluide et le solide qui a causé plus de dissipation d'énergie, tandis que l'intensité de l'onde pour le second modèle est plus élevé.

En raison de l'importance des coups de bélier dans les systèmes de transportation du pétrole et ses effets destructeurs, dans cette étude ce phénomène a été étudié par modèles numériques et compte tenu aussi des données réelles, sans dispositif tranquilisateur. FLUENT comme un logiciel de CFD fiable et acceptable tel qu'il est utilisé pour la simulation numérique.

Il convient de mentionner qu'après l'application du modèles de la turbulence k-ε, la qualitative et quantitative les comparaisons des résultats ont montré un bon accord entre les modèles réelles et numériques qui révèle la une capacité élevée du modèle numérique de simulation du phénomène de coup de bélier.

6.3.3.5 Application a notre cas par Ansys-fluent :

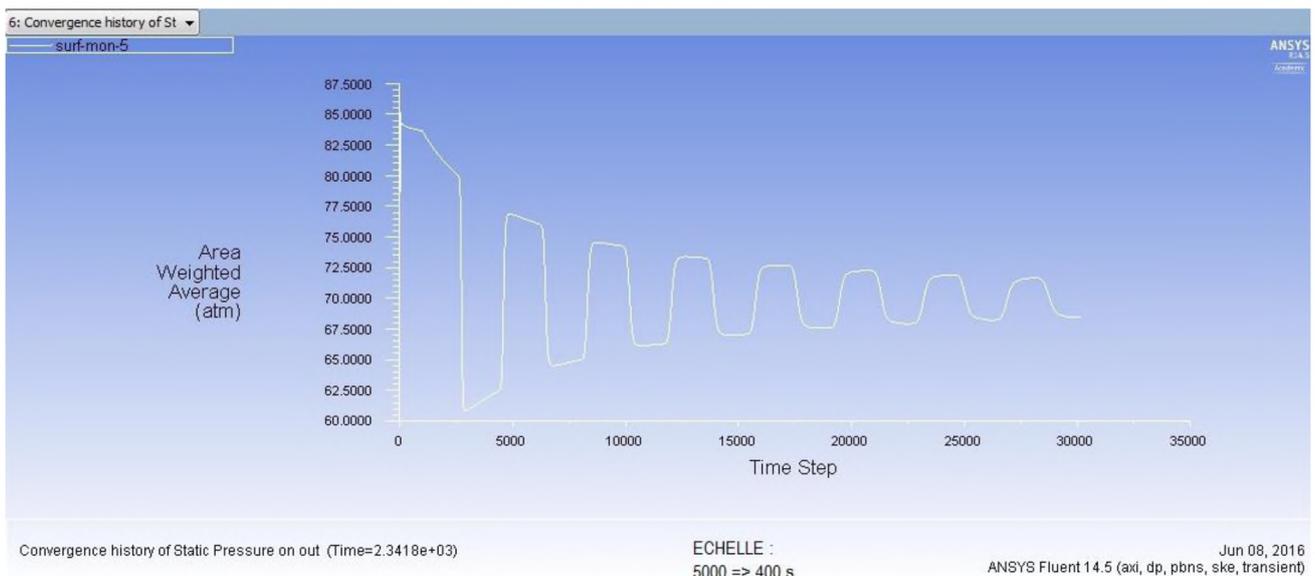


Figure 6-3 : Convergence de la pression statique au niveau de la vanne

6.3.3.6 Observation :

Dans la Figure 6-3 on voit une simulation par fluent-Ansys de la variation de pression à la vanne d'une conduite de 190 Km, diamètre 24'', un fluide de masse volumique $\rho=816\text{Kg/m}^3$ avec un débit $Q=1440\text{ m}^3/\text{h}$ en présence d'un coup de bélier.

On remarque que la pression max est $P=85\text{ bar}$ et oscille autour de 67 bar. On a obtenu des résultats similaires au résultat de MATLAB, donc on peut dire que ces résultats sont une validation des résultats MATLAB.

6.4 Variation de débit :

6.4.1 Au milieu de la conduit :

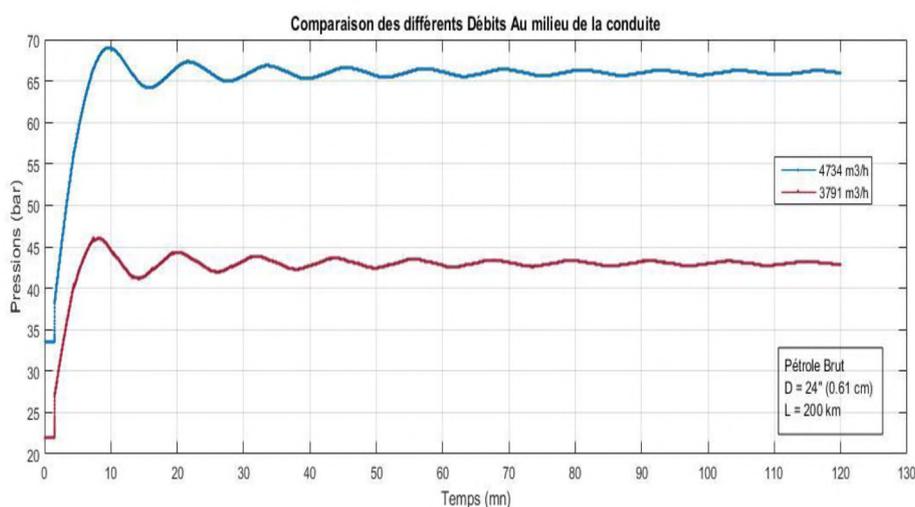


Figure 6-4 : la variation des pressions au milieu de la conduite en deux régimes différents

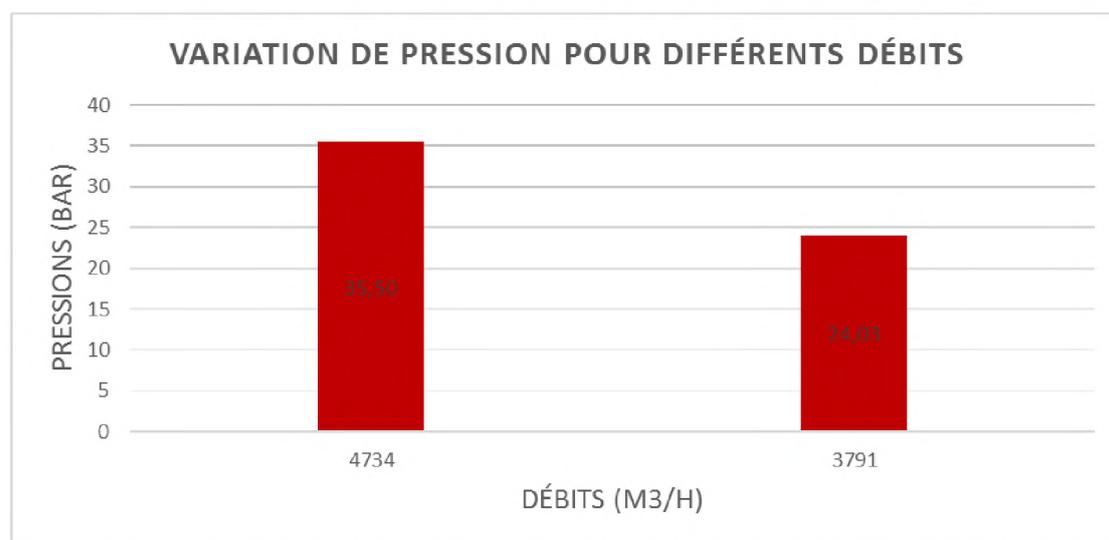


Figure 6-5 : histogramme des différences de pression au milieu de la conduite en deux régimes différents

6.4.1.1 Observation :

En observant les variations de pressions en fonction de temps au milieu de la conduite avec deux différents débits, on voit que dans les deux graphes, il y'aura une augmentation de pression à la fermeture de la vanne ou se crée le coup de bélier, et on remarque que l'onde se propage dans les deux débits, avec la même longueur d'onde, $a = 1116 \text{ m/s}$, et on observe également que pour le débit $Q = 4734 \text{ m}^3/\text{h}$, la pression au régime stationnaire est de $P_{\min} = 33,5 \text{ bar}$, augmente en régime transitoire jusqu'à une pression $P_{\max} = 69 \text{ bar}$ et oscille autour d'une pression de 67 bar , soit une variation de 35 bar .

Par contre pour le débit $Q = 3791 \text{ m}^3/\text{h}$ la pression en régime stationnaire est à $P_{\min} = 22 \text{ bar}$ augmente dans le régime transitoire jusqu'à $P_{\max} = 46 \text{ bar}$ et oscille autour d'une pression $P = 43 \text{ bar}$, soit une variation de la pression de 24 bar .

6.4.1.2 Interprétation :

Le graphe 1-1 représente la variation de pression au milieu de la conduite lors d'une fermeture brusque de la vanne à 200 km de la station en fonction du temps pour les deux débit $Q = 4734 \text{ m}^3/\text{h}$, $Q = 3791 \text{ m}^3/\text{h}$ et une masse volumique de $\rho_0 = 816 \text{ kg/m}^3$ (pétrole brut), avec un conduit de diamètre $d = 24''$, on voit bien que l'augmentation de la pression varie proportionnellement avec les débit (graphe)

Si on compare l'augmentation de pression maximale pour le débit $Q = 4734 \text{ m}^3/\text{h}$, qui est de 35 bar , à celle concernant le débit $Q = 3791 \text{ m}^3/\text{h}$, qui est de 24 bar , cette différence est due à la force d'action sur la vanne, qui a été généré par le coup de bélier, la proportion est du même ordre de grandeur entre les débits et les augmentations de pression.

6.4.2 A la vanne :

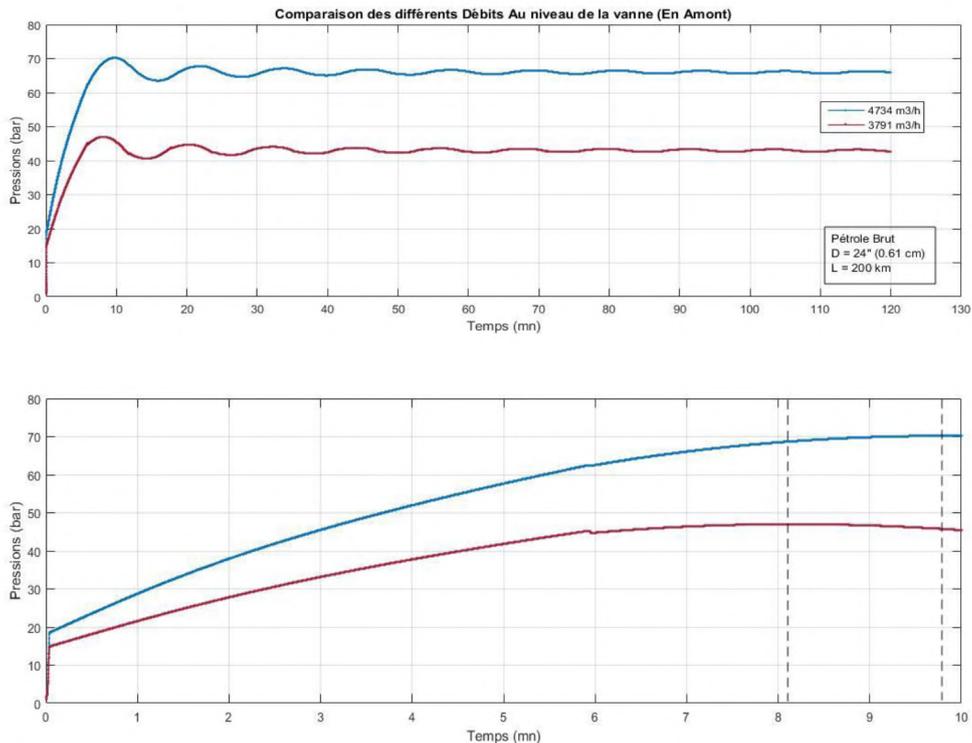


Figure 6-6 : la variation des pressions à la vanne en deux régimes différents

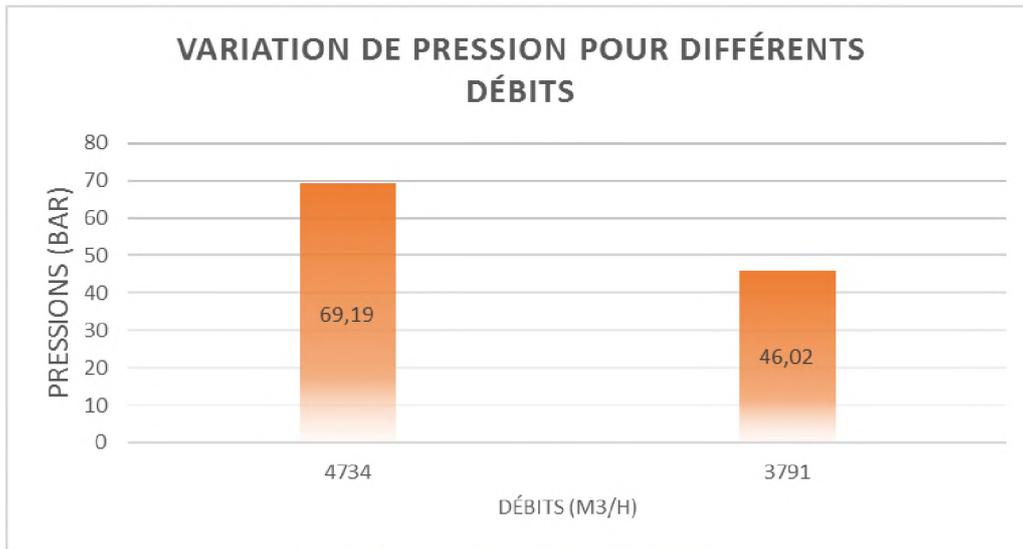


Figure 6-7: Histogramme des différences de pression à la vanne en deux régimes différents

6.4.2.1 Observation

On observe les mêmes remarques sur les variations des pressions en fonction de temps au niveau de la vanne, à celle obtenues au milieu de la conduite, avec deux différents débits, on voit bien que dans les deux graphes il y aura une augmentation de pression à la fermeture de la vanne, suite à l'effet du coup de bélier, et on remarque que l'onde se propage également dans les deux cas, avec la même longueur d'onde $a = 1116$ m/s, et on observe que pour le débit $Q=4734$ m³/h la pression en régime stationnaire est $P_{min} = 1,02$ bar et que la pression augmente en régime transitoire jusqu'à $P_{max}=70$ bar et oscille autour de 67 bar, soit une différence de pression de 69 bar, et pour le débit $Q=3791$ m³/h la pression en régime stationnaire est à $P_{min}= 1$ bar, et dans le régime transitoire elle atteint $P_{max} =47$ bar, et oscille autour d'une pression de 43 bar, soit une différence de pression de 46 bar.

6.4.2.2 Interprétation :

Le graphique 1-2 représente la variation de pression au niveau de la vanne lors d'une fermeture brusque de la vanne à 200 km de la station, en fonction du temps, pour les deux débits $Q=4734$ m³/h et $Q=3791$ m³/h et une masse volumique de $\rho_0 = 816$ kg/m³ (pétrole brut) avec une conduite de diamètre $d=24''$, on voit bien que l'augmentation de la pression varie proportionnellement avec les débits.

Si on compare l'augmentation de pression pour le débit $Q=4734$ m³/h, qui est de 69 bar, à celle, concernant le débit $Q=3791$ m³/h, qui est de 46 bar, cette différence est due également à la force due à la variation de la quantité de mouvement, appliqué par le fluide sur la même surface une fois que la vanne soit fermée.

Si on compare l'augmentation de pression maximale pour le débit $Q=4734$ m³/h, qui est de 69 bar, à celle concernant le débit $Q=3791$ m³/h, qui est de 46 bar, cette différence est due à la force d'action sur la vanne, qui a été générée par le coup de bélier, la proportion est du même ordre de grandeur entre les débits et les augmentations de pression. Donc on peut dire que dans le cas d'un coup de bélier il vaut mieux d'avoir de petits débits, pour minimiser les augmentations de pression.

6.5 Les différents fluides :

6.6 Au milieu:

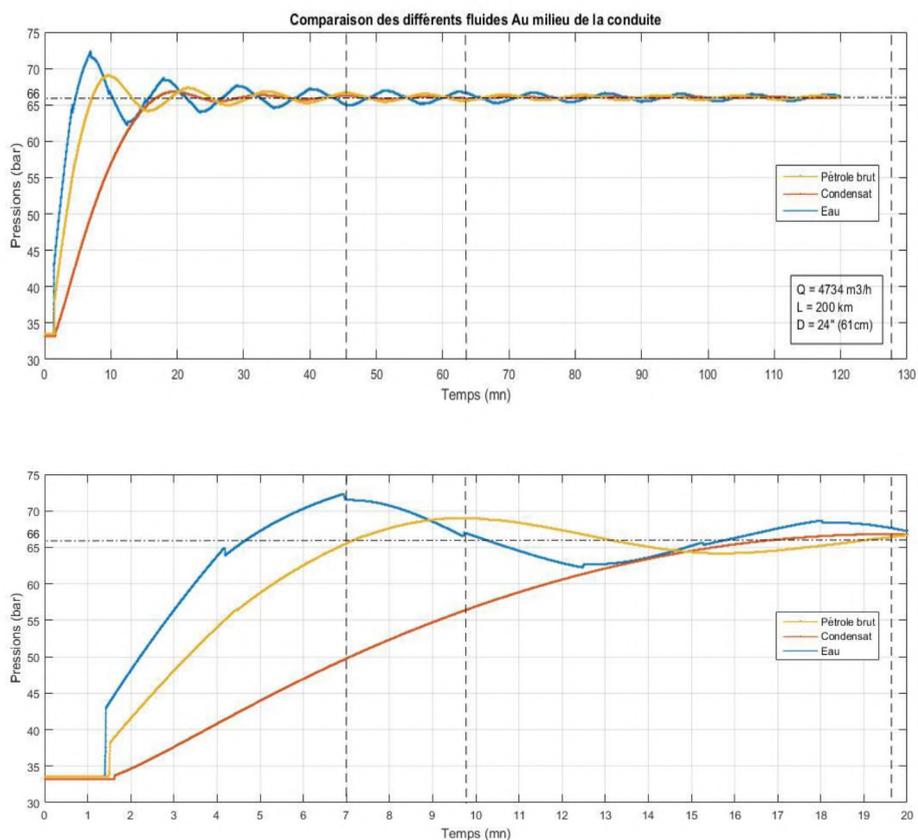


Figure 6-8 : la variation des pressions au milieu de la conduite avec trois fluides différents

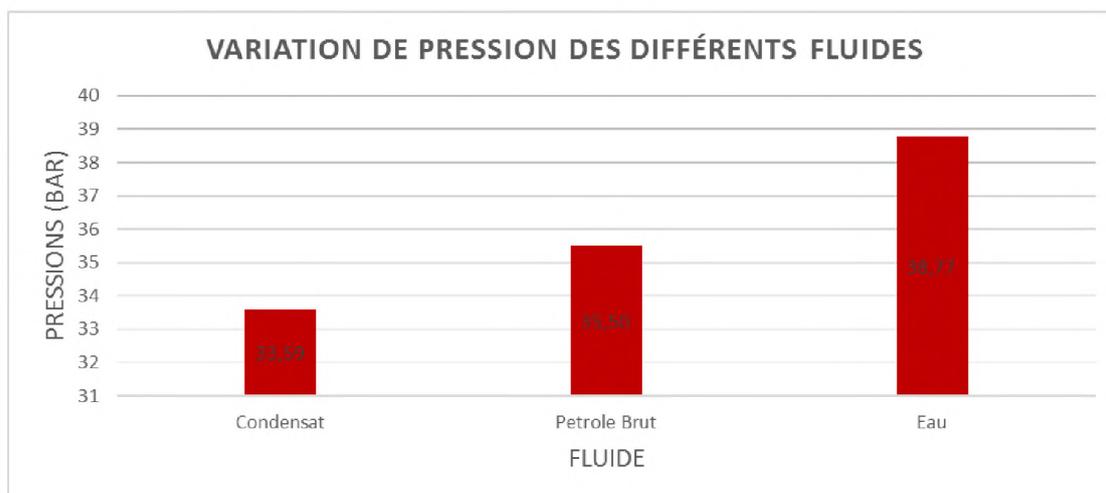


Figure 6-9: Histogramme de pressions au milieu de la conduite avec trois fluides différents

6.6.1.1 Observation :

En observons les variations de pressions en fonction de temps au milieu de la conduite avec trois fluides différents, on voit que dans les trois graphes il y'a une augmentation de pression à la fermeture du vanne, ou se produit le coup de bélier, et on remarque que l'onde se propage dans les trois fluides différents avec des longueurs d'ondes différentes pour le brut $a= 1116$ m/s, et pour le condensat $a= 1043$ m/s, et pour le fluide $a=1203$ m/s, et observe également que dans le cas du brut, la pression en régime stationnaire est à $P_{min}=33,53$ bar, et que la pression augmente au régime transitoire jusqu'à $P_{max}=69$ bar, oscille autour de 66 bar, soit une différence de pression de 35 bar.

Dans le cas du condensat, la pression en régime stationnaire est à $P_{min}=33$ bar et que la pression augmente en régime transitoire jusqu'à $P_{max}= 67,0$ bar et oscille autour de 66 bar, soit une différence de pression de 33bar.

Dans le cas du fluide la pression en régime stationnaire est à $P_{min}= 33,55$ bar, et que la pression augmente en régime transitoire jusqu'à $P_{max}= 72$ bar, et oscille autour de 66 bar, soit une différence de pression de 38 bar.

6.6.1.2 Interprétation :

Le graphe 1-3 représente la variation de la pression au milieu de la conduite lors d'une fermeture brusque de la vanne à 200 km de la station en fonction de temps pour les trois masses volumiques $\rho_{0condensat} = 729$ kg /m³, $\rho_{0brut} = 816$ kg /m³ et $\rho_{0eau} = 1000$ kg /m³, pour un débit $Q=4734$ m³/h, dans le cas d'une conduite de diamètre $d=24''$ on voit bien que l'augmentation de la pression varie proportionnellement avec les masses volumiques.

Si on compare l'augmentation de la pression maximale, pour le condensat de masse volumiques $\rho_0 = 729$ kg /m³, qui est de 33 bar, pour le brut de masse volumique $\rho_0 = 816$ kg /m³, qui est de 35 bar, et pour le fluide de masse volumique $\rho_0 = 1000$ kg /m³, qui est de 38 bar, cette différence due la force de fluide qui sera appliqué par des fluides différents sur la même surface une fois la vanne fermé, puisque on a des masses volumiques différents qui sont proportionnels à la forces, il apparait clairement que la plus grande augmentation de pression correspond à la plus grande augmentation de pression.

6.6.2 A la vanne:

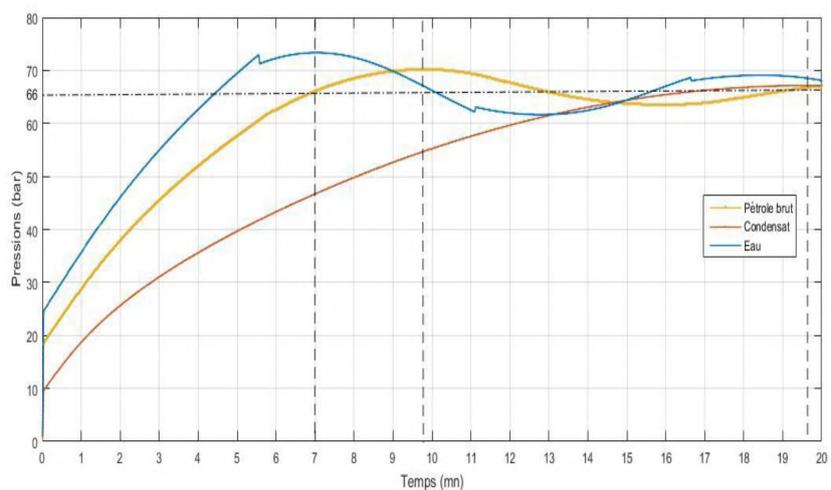
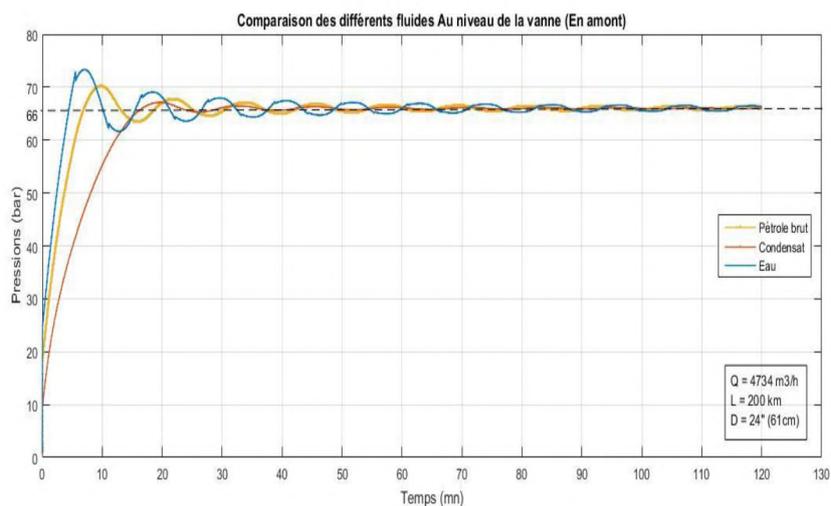


Figure 6-10: la variation des pressions à la vanne avec trois fluides différents

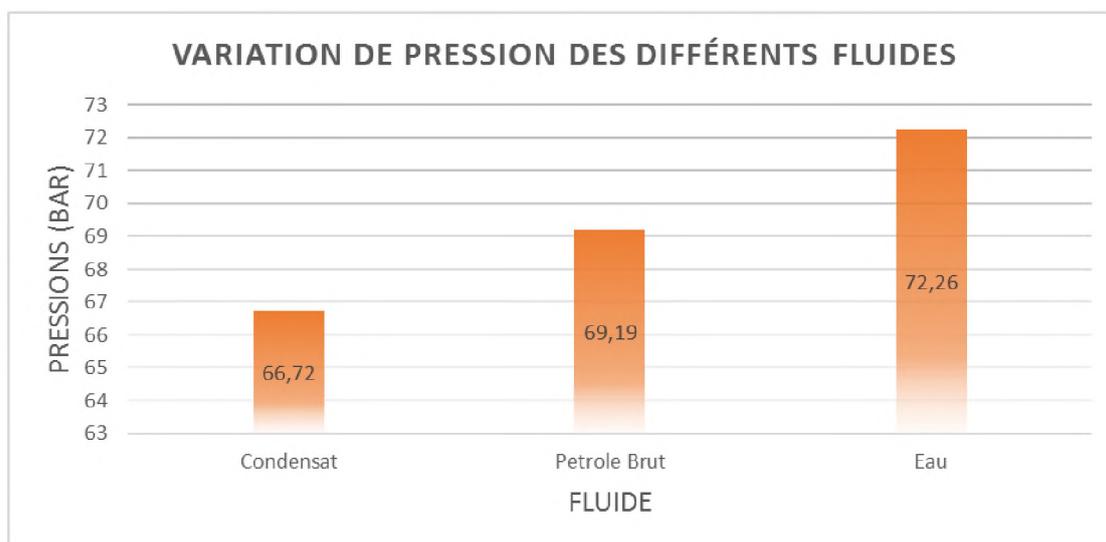


Figure 6-11 : histogramme de pressions à la vanne avec trois fluides différents

6.6.2.1 Observation :

En observant les variations des pressions en fonction de temps au niveau de la vanne avec trois fluides différents. on voit que dans les trois graphes il y'aura une augmentation de pression à la fermeture de la vanne, ou se produit le coup de bélier et on remarque que l'onde se propage dans les trois différents fluides avec des longueurs d'ondes différentes pour le brut $a= 1116$ m/s et pour le condensat $a= 1043$ m/s et pour l'eau $a=1203$ m/s , on observe que dans le brut la pression en régime stationnaire, est à $P_{min} =1,02$ bar, elle augmente en régime transitoire jusqu'à $P_{max}= 70$ bar et oscille autour de $P=66$ bar, soit une différence de pression de 69 bar , et pour le condensat la pression en régime stationnaire est à $P_{min} = 0,430$ bar, elle augmente en régime transitoire jusqu'à $P_{max}= 67$ bar, oscille autour de $P=66$ bar, soit une différence de pression de 66 bar, et pour l'eau la pression au régime stationnaire est à $P_{min}=1,08$ bar, elle augmente en régime transitoire jusqu'à $P_{max}= 73$ bar, oscille autour de $P=66$ bar, soit une différence de pression de 72 bar .

6.6.2.2 Interprétation :

Les graphes 1-4 représentent la variation de pression lors d'une fermeture brusque de la vanne à 200 km de la station en fonction de temps pour les deux trois masses volumiques de 729 kg /m³, de 816 kg /m³ et de 1000 kg /m³, pour un débit $Q=4734$ m³/h dans une conduite de diamètre $d=24''$, on voit bien que l'augmentation de la pression varie proportionnellement avec les masses volumiques .

Si on compare l'augmentation de la pression maximale, pour une masse volumiques de 729 kg /m³, qui est de 66 bar, une masse volumique de 816 kg /m³, qui est de 69 bar, et pour une masse volumique de 1000 kg /m³ est de 72 bar, la différence observée est due toujours à la force du fluide qui est appliquée par les différents fluides sur la même surface une fois la vanne fermée, puisque on a des masses volumiques différentes, qui sont proportionnels a cette force, à la plus grande masse volumique correspond la plus grande augmentation de pression.

Donc on peut dire que dans le cas d'un coup de bélier il vaut toujours mieux d'avoir des petites masses volumiques, pour minimiser les augmentations de pression.

6.7 Les différents diamètres :

6.7.1 Au milieu:

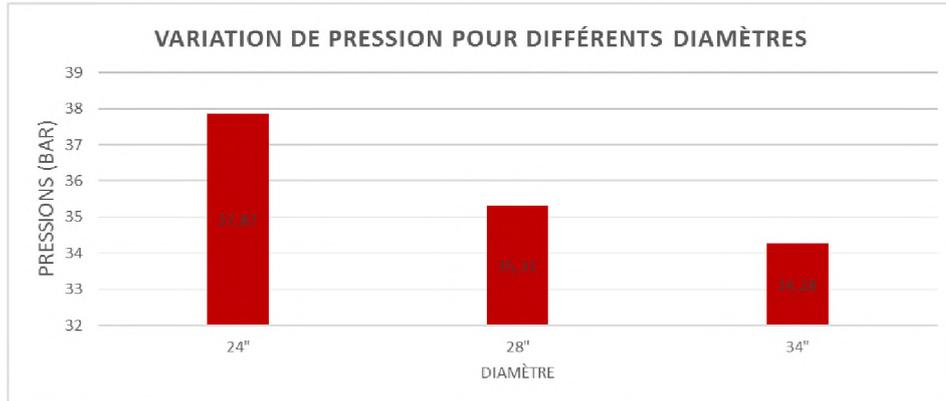


Figure 6-12: histogramme des différences de pressions au milieu de la conduite avec trois diamètres différents.

6.7.1.1 Observation :

On observe que les variations des pressions en fonction de temps au milieu de la conduite avec trois fluides différents, dans les trois graphes une augmentation de la pression à la fermeture de la vanne ou il se produit un coup de bélier, on remarque que l'onde se propage pour les trois diamètres différents, pour le 24'' $a=1116$ m/s, pour le 28'' $a=1043$ m/s et pour le 34'' $a=1203$ m/s, on observe que dans le 24'' la pression en régime stationnaire est à $P_{min}=33,8$ bar et la pression augmente en régime transitoire jusqu'à $P_{max}=71,8$ bar, et oscille autour de 65,5bar, soit une différence de pression de 37 bar, pour le 28'' la pression en régime stationnaire est à $P_{min}=33,9$ bar, la pression augmente en régime transitoire jusqu'à $P_{max}=69,2$ bar et oscille autour de 65,5 bar, soit une différence de pression de 35 bar, et pour le 34'' la pression en régime stationnaire est à $P_{min}=35$ bar, la pression augmente en régime transitoire jusqu'à $P_{max}=69,8$ bar et oscille autour de $P=65,5$ bar, soit une différence de pression de 34 bar.

6.7.1.2 Interprétation :

Le graphes 1-5 et 1-6 représentent la variation de pression lors d'une fermeture brusque de la vanne à 200 km de la station en fonction de temps pour les trois diamètres 24'', 28'' et 34'' avec un débit de $Q=4734$ m³/h et une masse volumique de $\rho = 816$ kg/m³ (pétrole brut) on voit bien que l'augmentation de la pression varie inversement proportionnel avec les diamètres.

Si on compare l'augmentation de la pression maximale, pour le diamètre 24'' est de 37bar, 28'' est de 35 bar pour le 34'' est de 34 bar, cette différence est due à la surface auquel la force du fluide est appliquée une fois la vanne fermée.

Donc on peut dire que dans le cas d'un coup de bélier il vaut mieux d'avoir un grand diamètre, pour minimiser les augmentations de pression.

6.7.2 A la vanne :

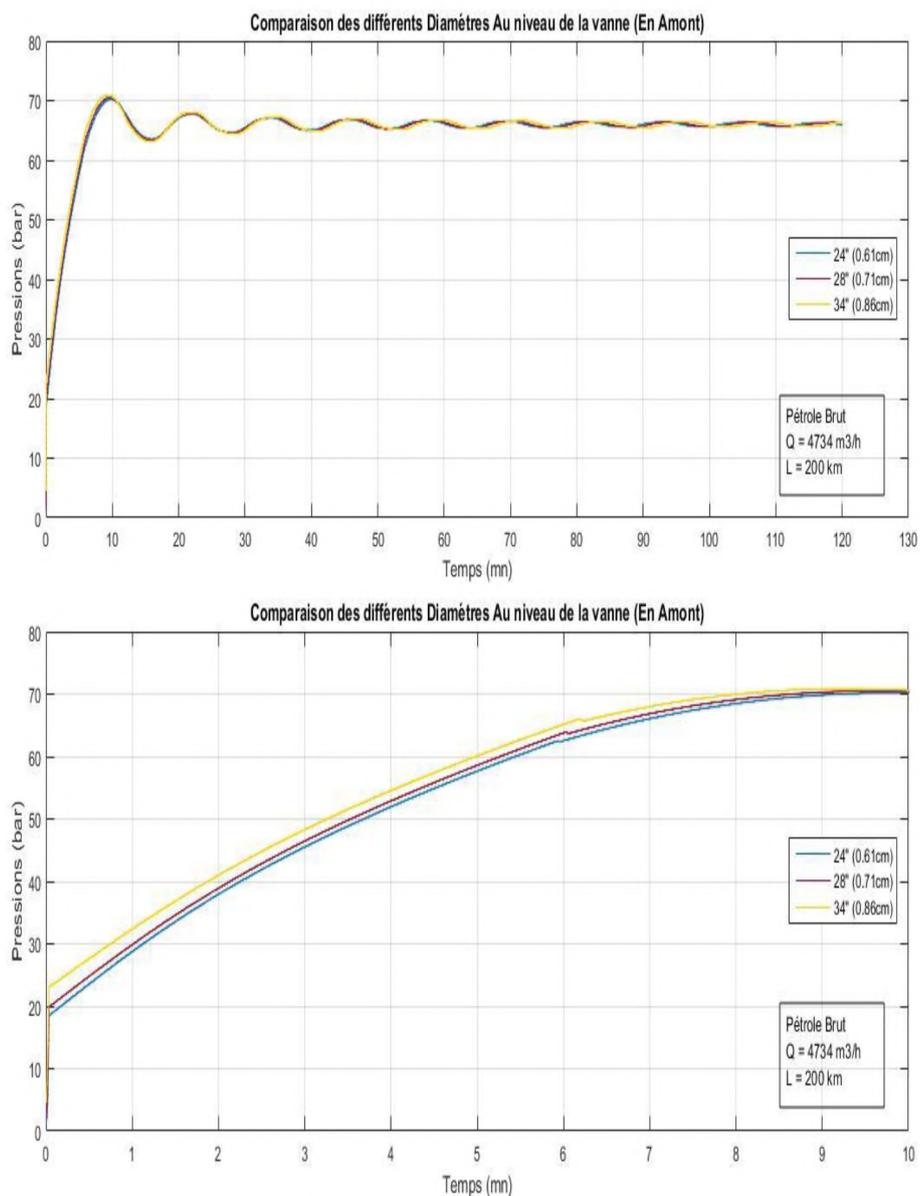


Figure 6-13: la variation des pressions à la vanne avec trois diamètres différents.

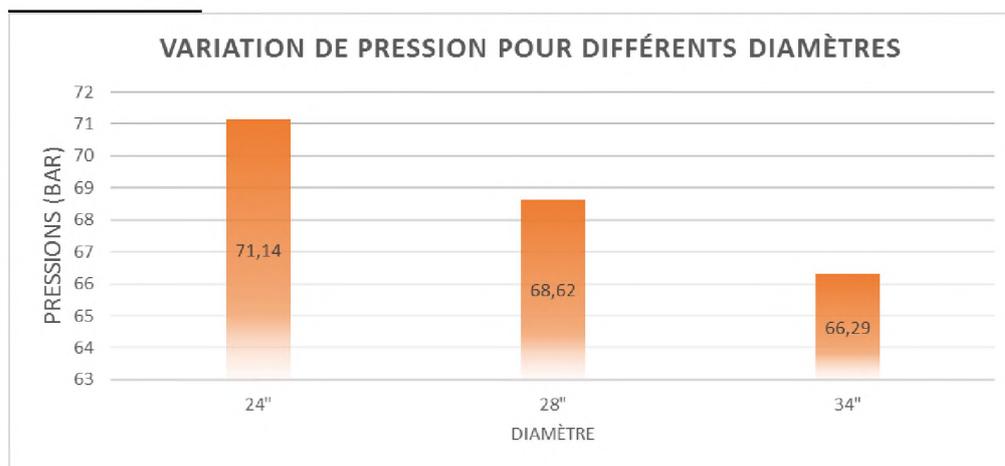


Figure 6-14 : histogramme des différences de pressions à la vanne avec trois diamètres différents.

6.7.2.1 Observation :

On observe les variations des pressions en fonction du temps au niveau de la vanne avec trois diamètres différents. dans les trois graphes il y'a une augmentation de pression à la fermeture du vanne ou se produit le coup de bélier, on remarque que l'onde se propage dans les trois diamètres, pour le 24'' $a= 1116$ m/s et pour le 28'' $a= 1043$ m/s et pour 34'' $a=1203$ m/s, on observe que dans le 24'' la pression en régime stationnaire est à $P_{min}=1,7$ bar et la pression augmente en régime transitoire jusqu'à $P_{max}= 72$ bar et qu' oscille autour de $P =67$ bar, soit une différence de pression de 71 bar , pour le 28'' la pression en régime stationnaire est à $P_{min}=1,8$ bar, la pression augmente en régime transitoire jusqu'à $P_{max}=70,5$ bar et oscille autour de 67 bar, soit une différence de pression de 68 bar , et pour 34'' la pression en régime stationnaire est à $P_{min}=4,5$ bar, la pression augmente en régime transitoire jusqu'à $P_{max}= 78,279$ bar et oscille autour de $P =67$ bar, soit une différence de pression de 66 bar .

6.7.2.2 Interprétation :

Les graphes 1-5 et 1-6 représentent la variation de pression lors d'une fermeture brusque de la vanne à 200 km de la station en fonction de temps pour les trois diamètres 24'', 28'' et 34'' avec un débit de $Q=4734$ m³/h et une masse volumique de 816 kg /m³ (pétrole brut) on voit bien que l'augmentation de la pression varie inversement proportionnel avec les diamètres.

Si on compare l'augmentation de la pression maximale pour le diamètre 24'' qui est de 71 bar, 28'' est de 68 bar, et pour le 34'' elle représente 66 bar, cette différence est due à la surface auquel la force de fluide sera appliqué une fois la vanne fermée.

Donc on peut dire que dans le cas d'un coup de bélier il vaut mieux d'avoir un grand diamètre, pour minimiser les augmentations de pression.

6.8 Différence de position :

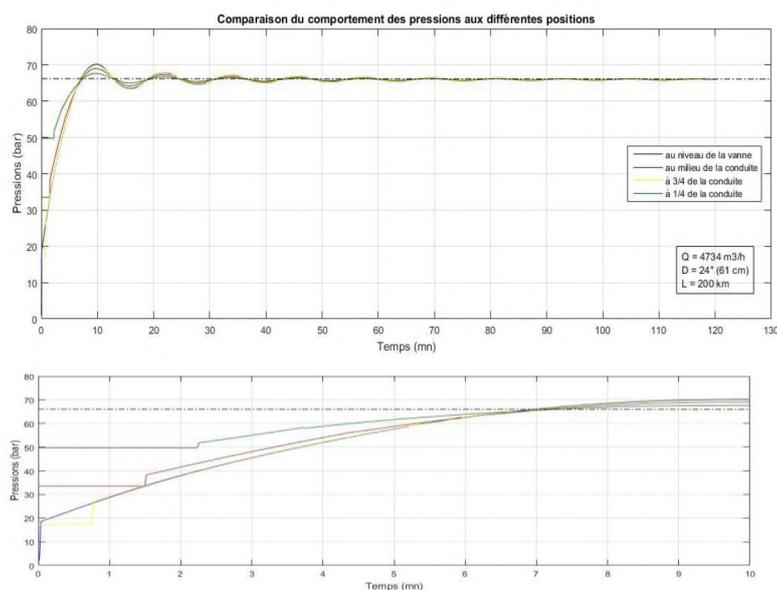


Figure 6-15 : la variation de pression en un régime de 4734m³/h avec les différentes positions.

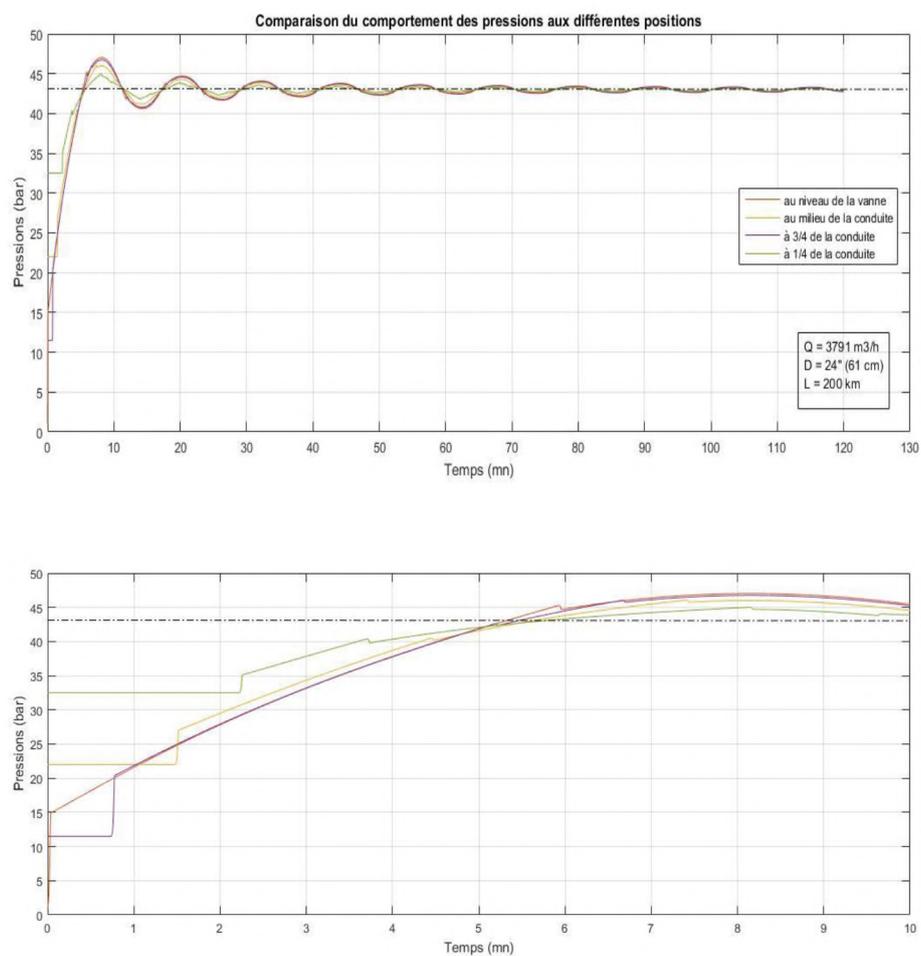


Figure 6-16 : la variation de pression en un régime de 3734m³/h avec les différentes positions.

6.8.1 Interprétation:

On remarque dans Figure 6-15 la variation des pressions en présence d'un coup de bélier dans une conduite de 200 km de longueur, de diamètre de 24'' (D=0,61 m) avec une épaisseur $e=0,012m$ dans un écoulement d'un fluide de masse volumique $\rho=816kg/m^3$, et un débit $Q=3734m^3/h$

On voit bien qu'à la vanne on retrouve la plus grande pression, et décroît successivement, au 3/4 de la conduite, au milieu, et à un 1/4 de la conduite. Et pour la Figure 6-15 on garde les mêmes paramètres que ceux de Figure 6-15 sauf qu'on a changé le débit, d'où on obtiendra que la pression max est toujours à la vanne puis décroît successivement au 3/4 de la conduite, au milieu puis au 1/4 de la conduite.

Ce qui nous permet de dire que les pressions seront grandes au niveau de la vanne et plus on s'éloigne, plus les pressions baissent.

La Figure 6-17 montre l'augmentation de pression en régime transitoire de la valeur la plus importante au niveau de la vanne, et atteint cette valeur maximale à 7mn22s, et commence à osciller entre cette valeur maximale et une valeur minimale atteinte autour de 15mn et continuera à osciller jusqu'à une pression de stabilité de 66 bar.

et se baissent en s'éloignant de la station mais juste après l'apparition de coup de bélier on voit que les pressions seront grandes à la vanne et se baissent en s'éloignant de la vanne

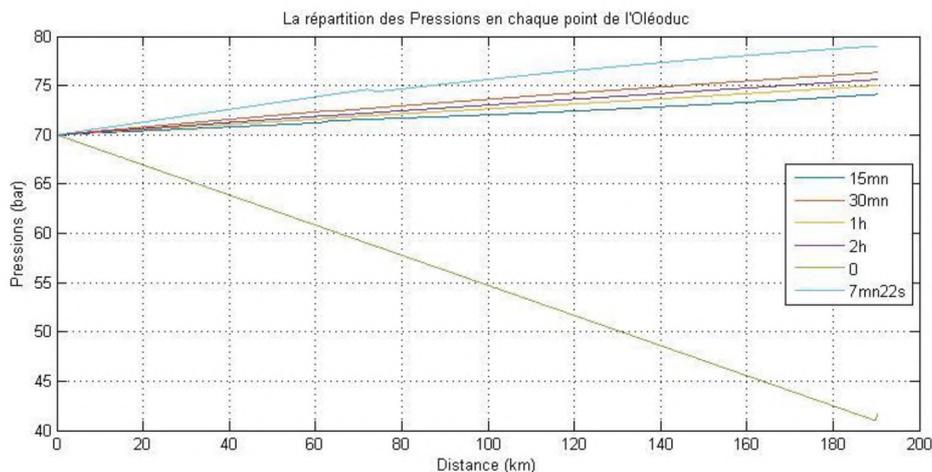


Figure 6-17 : la répartition des pressions au long de la conduite avec des temps différents

6.9 Conclusion :

Dans notre cas concret étudié au niveau de la station « Haoud El Hamra », au cas où il n'y aurait aucune mesure de sécurité, il en résulte des éclatements de la conduite aux différents endroits vu que la pression soit supérieure à la contrainte admissible du matériau en ces lieux.

En premier lieu, il est souhaitable de minimiser le débit du liquide à transporter par le pipeline afin qu'à la fermeture de la vanne, les augmentations de pression seraient moindres.

Aussi la masse volumique, si elle est élevée, elle peut causer une augmentation importante de pression : c'est pour cela qu'il est conseillé d'avoir une masse volumique du liquide transporté de moindre importance dans la mesure du possible.

De plus un diamètre important fait réduire la pression dans la conduite, de ce fait plus le diamètre est grand plus la pression est réduite.

Et que les pressions en présence de coup de bélier seront max à la vanne et se minimise en s'éloignant de la vanne.

Aussi vaut mieux d'augmenté le temps de la fermeture de la vanne pour minimisé les augmentations de pression.

7 Solutions Les systèmes de protection :

7.1 *Le cas spécial des conduites de refoulement.*

Nous avons vu que, pour une conduite d'adduction gravitaire, il suffit ordinairement de disposer d'un robinet-vanne manœuvré lentement pour limiter, comme on le désire, la surpression à des valeurs convenables. Toutefois, pour une adduction de grande longueur, le dispositif peut être complété par une ou plusieurs cheminées d'équilibre.

Le cas n'est pas aussi simple pour une conduite de refoulement, car l'arrêt de la pompe peut survenir brutalement par disjonction du courant alimentant le moteur.

De plus, le phénomène, nous le savons, débute par une dépression. Cette dépression résulte, d'une part, de la montée de la colonne liquide qui continue son chemin grâce à son inertie et, d'autre part, du défaut d'alimentation de cette colonne derrière la dernière tranche refoulée par la pompe avant son arrêt.

La dépression peut conduire à un aplatissement de la conduite si celle-ci ne présente pas une épaisseur suffisante. Toutefois, pour une conduite en acier, il est admis que cet aplatissement ne peut se produire si l'épaisseur, exprimée en millimètres, est égale ou supérieure à 8 fois le diamètre de la conduite exprimée en mètres (pour $D=1.0\text{m}$, $e_{\text{minimal}}=8\text{ mm}$).

Mais nous avons relaté plus haut, à propos de la répartition du coup de bélier le long de la conduite, les ennuis qui peuvent résulter pour les points hauts d'une dépression trop grande. Si la dépression est telle que le vide absolu s'instaure en ces points, il peut en résulter une rupture de la veine liquide, chaque tronçon étant le siège d'oscillations. Au moment du retour du fluide, la fermeture de ces poches peut entraîner des éclatements de conduite.

En conséquence, il faudra déterminer la valeur de la dépression à admettre de manière qu'avec un seul appareil anti-bélier, si possible, la pression totale dans la conduite puisse être tenue entre un maximum et un minimum convenables.

Moyens de protection des installations.

Il n'est pas possible de supprimer totalement les effets du coup de bélier, mais il convient de rechercher leur limitation à une valeur compatible avec la résistance des installations.

Les appareils anti-bélier devront donc avoir pour effet :

de limiter la dépression;

de limiter la surpression.

Les appareils les plus utilisés sont les suivants :

Les volants d'inertie, qui interviennent dans la protection contre les dépressions ;

Les soupapes de décharge, qui interviennent dans la protection contre les surpressions ;

Les réservoirs d'air et les cheminées d'équilibre, qui interviennent, à la fois, dans la protection contre les dépressions et les surpressions.

7.2 Les volants d'inertie.

Il faut trouver le moyen de continuer à assurer l'alimentation de la veine liquide, malgré l'arrêt du moteur actionnant la pompe.

Le volant d'inertie, calé sur l'arbre du groupe, constitue l'un de ces moyens. Grâce à l'énergie qu'il accumule pendant la marche normale, le volant la restitue au moment de la disjonction et permet ainsi d'allonger le temps d'arrêt de l'ensemble, donc, de diminuer l'intensité du coup de bélier.

7.3 Les soupapes de décharge.

Ces appareils font intervenir un organe mécanique, un ressort à boudin ordinairement, qui, par sa compression, obture, en exploitation normale, un orifice placé sur la conduite au point à protéger, c'est-à-dire où la surpression à craindre est maximale et libre, le cas échéant, le débit de retour de la conduite correspondant à la valeur de la surpression admissible.

Cette soupape ne doit s'ouvrir que sous une pression déterminée, légèrement supérieure (5 % environ) à la pression maximale de fonctionnement normal. L'ouverture doit pouvoir s'effectuer très rapidement pour que l'opération soit efficace. Il importe donc de réduire à l'extrême l'inertie de ces appareils et c'est sur ce point que les efforts des constructeurs ont particulièrement porté. Il y a lieu, par ailleurs, de prévoir l'évacuation vers l'extérieur, du fluide ainsi libérée.

L'utilisation des soupapes de décharge nécessite un entretien suivi et une surveillance attentive.

Enfin, en vue de leur parfaite adaptation au cas de protection envisagé, il est très important que l'étude et la fabrication de ces appareils soient confiées à des spécialistes éprouvés

7.4 Les réservoirs d'air.

L'alimentation continue de la veine liquide après disjonction du groupe peut être effectuée à l'aide d'une réserve du fluide accumulée sous pression dans une capacité métallique disposée à la station

De pompage et raccordée au refoulement, immédiatement à l'aval du clapet (Figure 7-1).

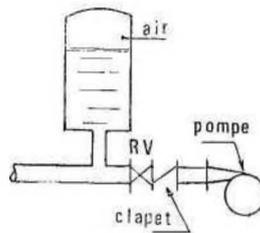


Figure 7-1 : principe de la disposition du réservoir d'air anti bélier.

Cette capacité contient du fluide et de l'air et, en marche normale, la pression de cet air équilibre la pression dans la conduite au point considéré.

A la disjonction, le clapet se ferme, puisque la pompe ne fournit plus de pression : une partie du fluide de la cloche est chassée dans la conduite. En effet, à ce moment, la

pression de l'air de la cloche est encore supérieure à celle qui s'exerce à l'autre extrémité de la conduite, au réservoir. Après diminution progressive, puis annulation de sa vitesse, le fluide de la conduite revient en arrière et remonte dans la cloche, augmentant la pression dans la conduite de refoulement. La dissipation de l'énergie du fluide peut être obtenue par le passage de celle-ci au travers d'un organe d'étranglement disposé à la base de la cloche.

Ce dispositif est excessivement simple et protégera l'installation aussi bien contre les dépressions que contre les surpressions.

7.5 Les cheminées d'équilibre.

A la place d'un réservoir d'air sous pression, il peut être établi, à la station de pompage, un réservoir à l'air libre appelé cheminée d'équilibre. Cette cheminée jouera le même rôle mais, dans le cas de hauteurs de refoulement même moyennes, on arrive rapidement à des ouvrages d'art importants puisque le fluide s'élèvera déjà, en régime normal, à la hauteur géométrique augmentée des pertes de charge.

Aussi, les cheminées d'équilibre sont-elles très rarement utilisées à la station même ; elles peuvent trouver leur emploi, par contre, sur le tracé du refoulement, quand celui-ci comporte, par exemple, des points hauts où peut survenir une cavitation en régime transitoire, même avec l'existence d'un anti-bélier à la station. A ce moment, leur hauteur reste généralement acceptable et, leur fonctionnement ne nécessitant aucun entretien, c'est la protection idéale pour les points du parcours difficilement accessibles. Nous verrons également leur utilisation sur une conduite d'adduction gravitaire.

7.5.1 Principe du calcul graphique représentatif du phénomène dans la cheminée :

Supposons une cheminée d'équilibre disposée en A (Figure 7-2),

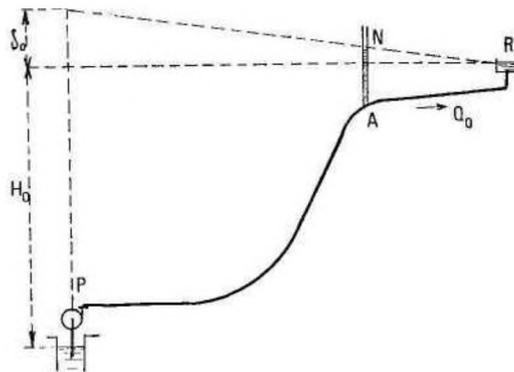


Figure 7-2 : cheminée d'équilibre sur refoulement.

Le tronçon PA est protégé par l'anti-bélier en P.

Le tronçon AR, qui subit alors la dépression de la première phase du phénomène, va recevoir le fluide que lui débitera la cheminée, tout comme à la station, l'anti-bélier fournit le fluide au tronçon PA.

Si, à un instant donné, Q' est le débit de Q'' PA, de AR et q celui de la cheminée, circulant dans le sens des flèches de la Figure 7-2, on a :

Au point haut d'une conduite de refoulement où une cavitation est à craindre en cas de disjonction, même avec un anti-bélier en P.

En régime normal, le fluide, dans cette cheminée, s'élèvera à un niveau tel qu'il correspondra à la pression piézométrique en ce point de la conduite pour le débit Q_0 .
Survient la disjonction.

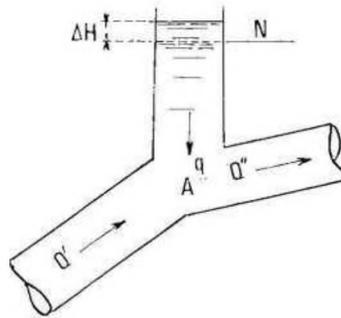


Figure 7-3 : répartition des débit cheminée-conduite.

Le niveau N dans la cheminée variera donc dans le temps, mais pour des valeurs Δt faibles, les variations ΔH de la hauteur du fluide seront faibles également, de sorte que si Σ est la section de la cheminée, on peut écrire :

$$-\Sigma \Delta H = q \Delta t \quad 7-1$$

(Si la cheminée recevait du fluide, on aurait le signe +).

De plus, à un instant donné, la pression en A est donnée par la hauteur du fluide dans la cheminée.

Si, dans un diagramme qH , se rapportant au phénomène dans la cheminée (Figure 7-3), nous représentons par $(q_1 H_1)$ le point figuratif du régime à un temps t , le point figuratif au temps $t + \Delta t$ sera $(q_2 H_2)$

Et sera défini par la relation (5-1) où il sera admis que le débit moyen

Pendant l'intervalle Δt vaut $\frac{q_1 + q_2}{2}$.

$$-\Sigma(H_2 - H_1) = \frac{q_1 + q_2}{2} \Delta t \quad 7-2$$

Où :

$$H_2 - H_1 = -(q_1 + q_2) \frac{\Delta t}{2\Sigma} \quad 7-3$$

Or, ceci est l'équation d'une droite de pente $\alpha = -\frac{\Delta t}{2\Sigma}$ et passant par

Le point $\begin{cases} +H \\ -q_1 \end{cases}$ c'est-à-dire par le symétrique de $(q_1 H_1)$ par rapport à OH .

Le lieu de $(q_2 H_2)$ peut aussi se construire en traçant, de $(q_1 H_1)$, une droite de pente $+\alpha$ jusqu'en N , rencontre avec l'axe des ordonnées et en construisant, de N , la droite

Réfléchie Nx .

conduite AR et pour un observateur venant de R, N_x la droite caractéristique du régime (débit q) pour la cheminée et pour un observateur venant du haut N de la cheminée.

Pour traduire graphiquement la différence $Q''-Q'$, on observe, en supposant le problème résolu, que cette valeur est représentée (Figure 7-5) par le tronçon d'horizontale CD compris entre les deux droites caractéristiques $-\frac{a'}{gS}$ et $+\frac{a''}{gS}$. En conséquence, pour avoir la direction de la caractéristique résultante $Q''-Q'$, des considérations géométriques très simples montrent qu'il suffira, après avoir rappelé le point d'intersection I en I', de joindre I' à un point B' tel que, sur une même horizontale quelconque, on ait : $AB=A'B'$. Le point de rencontre avec N_x donne alors le point du régime (q_2H_2).

Mise en place de la deuxième condition. Il suffit de mener par (q_2H_2) horizontale qui coupe les deux droites $M'N'$ et $M''N''$ aux points C et D. Ainsi, les pressions seront identiques ; C et D seront les points de départ des nouvelles droites réfléchies $+\frac{a'}{gS}$ et $-\frac{a''}{gS}$. Nous donnerons les principes de construction d'épure dans deux cas particuliers :

- 1° cheminée en cours de tracé pour combattre une dépression en un point où une cavitation est à craindre ;
- Cheminée au départ de la station, à la place d'un réservoir d'air sous pression.

7.6 Conclusions :

Nous nous sommes étendu sur le mode pratique de calcul des divers appareils couramment utilisés dans ce domaine en raison de l'intérêt que cette étude présente dans un projet d'usine de refoulement tant soit peu importante. Si l'apparente complication des épures rebute le débutant il verra, au contraire, en s'ingéniant à les reproduire lui-même, combien la construction en est attrayante et reflète la marche exacte du phénomène.

Nous avons vu les inconvénients du volant d'inertie et son utilisation restreinte aux courts refoulements. Il peut rendre, néanmoins, service dans certaines installations, car il ne nécessite aucun entretien.

Par contre, le réservoir d'air est le moyen de protection le plus utilisé. Peu encombrant, il trouve sa place à la station de pompage où il peut être surveillé et, éventuellement « regonflé » si l'air vient à se dissoudre. *Dans les petites installations*, la considération simplifiée du phénomène permet de trouver rapidement et d'une manière satisfaisante les caractéristiques du réservoir. *Dans les installations importantes*, le calcul prend plus de temps mais ne présente, en réalité, aucune difficulté. Toutefois, il y aura lieu d'examiner l'incidence du coup de bélier au démarrage de la pompe, qui risque d'être important si le démarrage s'effectue à vanne ouverte (voir compléments, page 447).

Une fois trouvée la valeur de la dépression obtenue grâce à l'anti-bélier, il faut examiner, en considérant sa répartition linéaire décroissante jusqu'au réservoir, si certains points du profil ne sont pas soumis néanmoins à une cavitation dangereuse. Cela n'arrive pas si le profil est régulièrement ascendant, mais peut survenir quand le

profil comporte des points hauts ou, comme cela arrive assez souvent, lorsque le tronçon terminal se présente avec une faible pente sur une grande longueur.

Dans ce cas, il faudra passer à la solution mixte : réservoir d'air pour le tronçon à pente régulièrement ascendante et cheminée d'équilibre pour le second tronçon. La solution est onéreuse si la cheminée doit être importante, mais elle confère une pleine sécurité, tant du point de vue fonctionnement que du point de vue exploitation puisqu'elle n'exige aucun entretien.

La cheminée à la station est très exceptionnelle et sera toujours de construction plus onéreuse que le réservoir d'air.

Enfin, en adduction gravitaire importante, la cheminée d'équilibre pourra être envisagée comme moyen très efficace pour assurer la protection de la conduite et la maintenir constamment pleine quelles que soient les modalités de l'écoulement ou de l'exploitation.

Si l'équipement de la station de pompage, dont on aura étudié la protection anti-bélier du refoulement, devait comporter une longue conduite d'aspiration, la protection anti-bélier de cette dernière devrait être également envisagée. En effet, l'arrêt brutal par disjonction entraîne aussi l'arrêt de l'écoulement dans l'aspiration dont les conséquences seront d'autant plus à craindre que la longueur de la conduite et la vitesse du fluide seront importantes. La pompe, qui fait suite, est également affectée par cet arrêt.

La protection la plus simple est le réservoir d'air en bout de conduite, ce réservoir pouvant jouer le rôle, en exploitation courante, de récipient de dégazage, ainsi que nous l'avons montré à propos du montage des pompes horizontales. Ce réservoir trouvera sa place à l'usine même.

Conclusion générale :

Dans l'étude qu'on a faite sur le phénomène du coup de bélier qui engendre des surpressions qui peuvent causer l'endommagement de la conduite.

Parmi les méthodes de résolutions citées (la méthode graphique, des éléments finis et des caractéristiques), on a choisi la méthode des caractéristiques en élaborant un programme sur le logiciel MATLAB, qui nous a permis de faire une simulation sur les variations de pression dans une conduite de longueur de 190 km.

L'interprétation de ces résultats nous a conduit à faire les déductions suivantes :

La surpression est proportionnelle au débit, et à la masse volumique du fluide à transporter, ce qui nous conduit à donner plus d'importance dans le suivi des structures des pipelines dont les conduites ont un grand débit transportant un fluide de masse volumique importante.

Il serait également souhaitable de réduire le débit du liquide à transporter par le pipeline dans le cas d'une fermeture de la vanne et dès l'apparition du phénomène du coup de bélier, pour que les augmentations de pression soient les moindres.

De plus un diamètre important fait réduire la pression dans la conduite, de ce fait plus le diamètre est grand plus la surpression est réduite.

Dans notre cas étudié au niveau de la station « Haoud El Hamra », au cas où il n'y aurait aucune mesure de sécurité, il devrait en résulter des endommagements de la conduite à différents endroits, vu que la pression soit supérieure à la contrainte admissible du matériau en ces lieux.

La solution préconisée est de doter la conduite de solution de sécurité (on peut citer à titre indicatif les soupapes de sécurité) en ces endroits suspects à être endommager.

Pour que l'opération soit efficace, il est impératif de libérer l'orifice rapidement.

Il faut prévoir l'évacuation du liquide ainsi libéré. L'utilisation de ces appareils nécessite une maintenance rigoureuse.

Référence Bibliographique

- [1] R. COULOMB et J.J.PROMPSY ‘’ MECANIQUE DES FLUIDES APPLIQUEE, CHAPITRE XV HYDRAULIQUE URBAINE
- [2] Carlier M. ‘’Hydraulique générale et appliquée, ed. Eyrolles, St Germain Paris 5^e 1972
- [3] F. MASSOUH ‘’Célérité des ondes de coups de Béliet dans les conduites Avec prise en compte des contraintes longitudinales ‘’, RevistaPesquisa Technologie FEI, Sao Paulo-Brasil, Décembre 1983.
- [4] B. SALAH, Célérité d’onde du coup de béliet dans les conduites en charge enterrée, Thèse de doctorat d’état ENP, 2002
- [5] Cunge et Wegner [1965], ‘’intégration numérique des équations d’écoulement de Barré de Saint Venant par un schéma implicite des différences finies application au cas d’une galerie tantôt en charge tantôt à surface libre HB N°, 1964
- [6] NguenTrieu Dong (1990) une méthode numérique de calcul des écoulement non permanents soit à surface libre, soit en charge soit partielles à SL et partiellement EC HB N°2 1990
- [7] B.Bahrar, E.Rieutord, R.Morel, Modelisation du phénomène du coup de béliet avec prise en compte du comportement réel de la conduite.
- [8] HADJ-TAYEB ‘’, Elaboration d’algorithmes de calcul des écoulement transitoires en conduites dans les mélanges de liquides et de gaz’’, Thèse de docteur ingénieur INP de Toulouse, 1977
- [9] G.COMBE, J.ZAOUI, _Analyse des erreurs introduites par l’utilisation de la méthode des caractéristiques dans le calcul du coup de béliet ‘’ pp.195-202, revue la houille Blanche n°2, 1967.
- [10] M. MEUNIER, ‘’Les Coups de béliet et la protection des réseaux d’eau sous pression ‘’, ENGREF, pp.67-103, Paris, Décembre 1980.
- [11] Jean-Louis Boillat Paulo de Souza ‘’Communications du Laboratoire de constructions hydrauliques Ecole Polytechnique Fédérale de Lausanne, ed Prof. Dr A. Schleiss, Lausanne, 2004
- [12] ARMANDO LENCASTRE ‘’, HYDRAULIQUE GENERALE, ed EYROZZES SAFEGE .
- [13] JEAN LOUP ROBERT, ‘’Système hydrauliques ‘’ GC 1999 Paris VI, 1984
- [14] Bulletin des laboratoires des ponts et chaussées Mai Juin 2001-

Bibliographie

REF.4364.PP.85.97

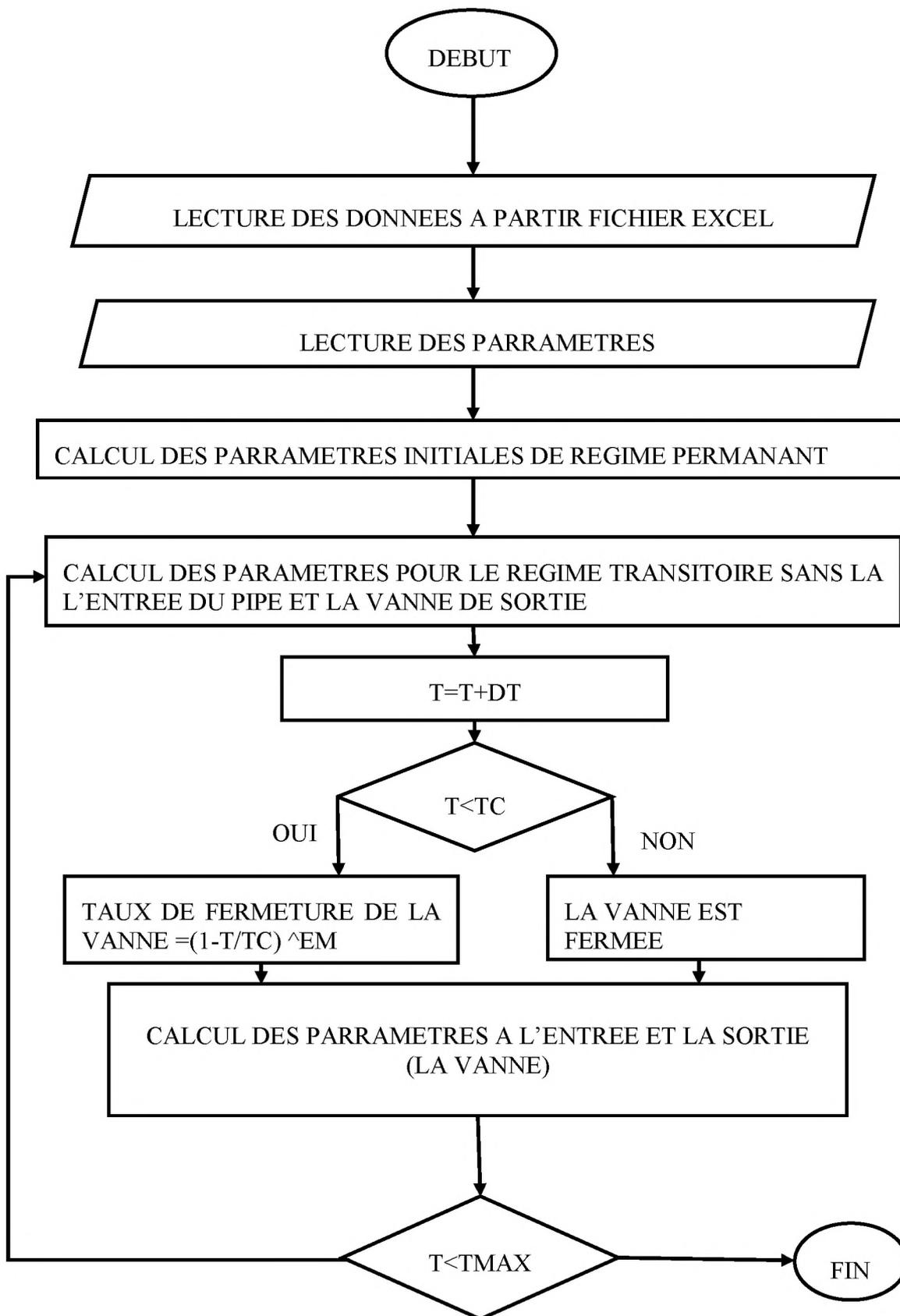
[15] E.B.WYLIE, V.L., STREETER, et LISHENG SUO, "Fluid transients in systems" Prentice-HALL, Englewood Cliffs, pp3-80, New Jersey, 1993.

[16] OUZIAUX et J.Perrier , "Mécanique des fluides appliquée", Bordas Paris 1987

[17] Experimental and Numerical Simulation of Water Hammer M. R. Nikpour · A. H. Nazemi · A. Hosseinzadeh Dalir · F. Shoja · P. Varjavand

[18] "https://fr.wikipedia.org/wiki/M%C3%A9canique_des_fluides_num%C3%A9rique"

Annexes :



Annexes 1: l'algorithme de calcul des variations de pression dans une conduite en cas de coup de bélier

Programme utilisé dans Ansys-fluent:

```

/*****
vprofile.c
UDF for specifying steady-state velocity profile boundary condition
*****/

#include "udf.h"

DEFINE_PROFILE(inlet_x_velocity, thread, position)
{
    real x[ND_ND]; /* this will hold the position vector */
    face_t f;
    real TC= 2.1;
    real EM= 1.5;

    begin_f_loop(f,thread)
    {
        if(CURRENT_TIME <= 2.1)
        { x[0]= 190000;
          F_CENTROID(x, f, thread);
          F_PROFILE(f, thread, position) = 1.3754*pow((1-CURRENT_TIME/TC),EM);
        }
        else
            F_PROFILE(f, thread, position) = 0.0 ;
    }
    end_f_loop(f, thread)
}

/*****
Density and speed of sound UDFs.
*****/

#define BMODULUS 1.35e9
#define rho_ref 816.6
#define p_ref 101325

DEFINE_PROPERTY(superfluid_density, c, t)
{

```

Annexes

```
real rho;
real p, dp;
p = C_P(c,t) + op_pres;
dp = p-p_ref;
rho = rho_ref/(1.0-dp/BMODULUS);
return rho;
}
```

```
DEFINE_PROPERTY(sound_speed, c,t)
```

```
{
real a;
real p, dp;
p = C_P(c,t) + op_pres;
dp = p-p_ref; a = (1.-dp/BMODULUS)*sqrt(BMODULUS/rho_ref);
return a;
}
```