

RÉPUBLIQUE ALGERIENNE DÉMOCRATIQUE ET POPULAIRE
MINISTÈRE DE L'ENSEIGNEMENT SUPÉRIEUR ET DE LA RECHERCHE
SCIENTIFIQUE

UNIVERSITÉ BADJI MOKHTAR ANNABA

DÉPARTEMENT DE GENIE MÉCANIQUE



Master 2 : Construction Mécanique

Mémoire de Master

Présenté par : HAMIDA Mehdi

Thème :

Conception et simulation d'un système d'absorption des vibrations pour machine tournante

Encadrant : Dr. DERDAR Abderrahim

Jury de Soutenance :

Dr. GAAGAIA Djamel Edinne MCB

Dr. BOUGOFFA Mohamed Seyf Eddine MCB

Dr. DERDAR Abderrahim MCB

Année Universitaire : 2024/2025

Remerciement

Avant tout nous remercions ALLAH le tout puissant qui nous avoir donné la santé, la force et la volonté pour terminer ce travail.

Nous tenons à remercier très vivement Monsieur Dr « Djamel-Edinne GAAGAIA » qui nous fait l'honneur de présider ce jury

Nous sommes à exprimer nos vifs remerciements et notre grand respect Monsieur Dr « DERDAR Abderrahim ». Notre encadrant pour avoir accepté d'honorer ce travail de mémoire, pour Sa simplicité, sa disponibilité, sa rigueur durant notre préparation de ce travail

Nous remercions chaleureusement Monsieur Dr « Mohamed Seyf Eddine BOUGOFFA », qui nous fait l'honneur d'accepter d'être membre du jury et d'examiner ce travail.

Je dédie ce modeste travail,

À mes chers parents,

Vous êtes mes piliers, ma force et ma source d'inspiration. Votre amour inconditionnel et votre soutien constant ont été la clé de mon parcours académique. Vous m'avez toujours encouragée à persévérer, à croire en moi-même et à poursuivre mes rêves. Votre dévouement et vos sacrifices ont façonné la personne que je suis devenue aujourd'hui. Je vous suis profondément reconnaissante pour tout ce que vous avez fait et continuez de faire pour moi. Cette réussite est également la vôtre.

ABSTRACT

This master's thesis focuses on the vibrational behavior of reciprocating pumps in industrial hydraulic systems. The primary objective is to investigate the impact of a bladder-type hydraulic accumulator on the vibrations generated by a NIKKISO HLD 15K5SF positive displacement pump, located at the Sonatrach gas facility in Hassi R'mel.

The studied pump operates with glycol at a discharge pressure of 120 bar. It features a three-piston, three-plunger design, mechanically coupled to a gearbox driven by an electric motor. Like all positive displacement pumps, it produces a pulsating flow and pressure fluctuations due to the reciprocating motion of the plungers. These fluctuations can generate mechanical vibrations within the piping and pump structure. If not properly controlled, these vibrations may lead to accelerated wear, system malfunctions, or even catastrophic mechanical failures.

To mitigate these effects, a bladder-type accumulator filled with nitrogen is installed on the pump's discharge line. This component acts as a pressure buffer, absorbing pressure spikes and smoothing the flow. Its presence is expected to reduce the vibratory response of the system by damping hydraulic shocks and flow pulsations.

Results clearly show that the presence of the accumulator significantly reduces the vibration amplitude and alters the frequency content of the system, lowering the energy concentrated at resonant frequencies. In contrast, the system without the accumulator exhibits higher amplitude vibrations and stronger excitation of natural frequencies, indicating a greater risk of mechanical instability.

This study demonstrates the practical importance of integrating hydraulic damping devices into industrial pumping systems. Even a relatively simple and low-cost component like a bladder-type accumulator can have a major impact on the dynamic stability and mechanical longevity of the system. Beyond the technical findings, the work emphasizes the role of preventive design and vibration control in ensuring the reliability, safety, and operational continuity of industrial fluid transport installations.

This thesis provides a solid basis for further research and design improvements, especially in the optimization of accumulator sizing, placement, and integration with vibration monitoring systems in high-pressure applications.

Keywords:

Volumetric pump, vibration, water hammer, hydraulic accumulator, simulation, ANSYS.

RÉSUMÉ

Ce mémoire de fin d'études s'inscrit dans le cadre de l'analyse des phénomènes vibratoires dans les systèmes hydrauliques industriels, en particulier ceux liés au fonctionnement des pompes volumétriques. L'objectif principal est d'étudier l'impact d'un accumulateur hydraulique à vessie sur les vibrations générées par une pompe volumétrique de type NIKKISO HLD 15K5SF, installée sur le site gazier de Sonatrach à Hassi R'mel.

La pompe étudiée est une pompe à trois pistons et trois plongeurs, fonctionnant avec du glycol sous une pression de refoulement de 120 bars. Elle est accouplée à un réducteur, lui-même entraîné par un moteur électrique. Comme toute pompe volumétrique, elle produit un débit pulsé et génère naturellement des fluctuations de pression qui peuvent se propager dans les tuyauteries et provoquer des vibrations mécaniques importantes. Ces vibrations, si elles ne sont pas maîtrisées, peuvent entraîner des usures prématurées, des arrêts de production, voire des défaillances mécaniques majeures.

Pour atténuer ces effets, l'installation est équipée d'un accumulateur à vessie, placé sur la ligne de refoulement de la pompe. Cet accumulateur, rempli d'azote sous pression, a pour rôle d'amortir les pics de pression et de lisser les variations de débit, agissant ainsi comme un élément tampon entre la pompe et le réseau.

Les résultats obtenus par simulation permettent de quantifier l'effet de l'accumulateur sur la réduction des vibrations. Dans le cas avec accumulateur, une nette réduction de l'amplitude vibratoire et une atténuation des pics de fréquence sont observées. À l'inverse, l'absence d'accumulateur se traduit par des signaux vibratoires plus élevés, confirmant le rôle bénéfique de cet élément.

Ce travail met en lumière l'importance d'une conception hydraulique intégrée et montre qu'un composant simple et peu coûteux comme un accumulateur peut avoir un impact significatif sur la stabilité dynamique d'un système de pompage. Il apporte ainsi une contribution concrète à l'amélioration de la fiabilité et de la sécurité des installations industrielles, tout en ouvrant la voie à des optimisations futures dans le dimensionnement et le placement des dispositifs d'amortissement.

Mots-clés :

Pompe volumétrique, vibration, coup de bélier, accumulateur hydraulique, simulation, ANSYS.

المخلص:

تتناول هذه المذكرة دراسة سلوك الاهتزازات في الأنظمة الهيدروليكية الصناعية، مع التركيز على المضخات الحجمية. على الاهتزازات الناتجة عن (Bladder) الهدف الرئيسي من هذا العمل هو دراسة تأثير مُجمّع هيدروليكي من نوع غشاء .، المركبة في منشأة صناعية تابعة لشركة سوناطراك بحاسي الرمل NIKKISO HLD 15K5SF مضخة حجمية من نوع

تعمل المضخة بدفع سائل الـ غليكول تحت ضغط يصل إلى 120 بار، وتتكوّن من ثلاثة مكابس وثلاثة غطاسات، وهي مرتبط بمحرك كهربائي. مثل كل المضخات الحجمية، تنتج هذه المضخة تدفقاً (réducteur) موصولة بناقص سرعة نابضاً يؤدي إلى تقلبات في الضغط داخل الأنابيب، مما يولد اهتزازات ميكانيكية يمكن أن تتسبب في اهتراء مبكر للمعدات. أو حتى أعطال خطيرة في النظام إن لم تتم معالجتها

الخاص (refoulement) لتقليل هذه التأثيرات، تم تركيب مجمع هيدروليكي بغشاء مملوء بالنيتروجين على خط الطرد بالمضخة. يعمل هذا العنصر ك مخمد للصدمات الهيدروليكية، حيث يقوم بامتصاص تقلبات الضغط الناتجة عن التشغيل الدوري للمضخة، ويساهم في استقرار التدفق

أظهرت النتائج أن وجود المجمع يساهم بشكل كبير في تقليل سعة الاهتزاز، ويخفف من شدة الترددات الرنينية، مما يدل على تحسين واضح في السلوك الديناميكي للنظام. أما في حالة غياب المجمع، فتم تسجيل اهتزازات أعلى وأكثر خطورة على المدى البعيد

تبرز هذه الدراسة أهمية دمج عناصر التخميد الهيدروليكي في أنظمة الضخ الصناعية، حيث أن مكوناً بسيطاً مثل المجمع يمكن أن يحسّن أداء النظام وموثوقيته وسلامته. كما توفر هذه المذكرة أساساً جيداً لدراسات مستقبلية حول تحسين تصميم المجمعات واختيار مواقع تركيبها ودمجها في أنظمة مراقبة الاهتزازات في التطبيقات ذات الضغط العالي

الكلمات المفتاحية

.مضخة حجمية، اهتزاز، صدمة مائية، خزان هيدروليكي، محاكاة، أنيسيس

Liste des figures

FIGURE 1 : SITUATION GEOGRAPHIQUE ET CLIMAT DE HASSI R'MEL.....	4
FIGURE 2: LA CARTE GEOMETRIQUE DE HASSI R'MEL, ET LES SITES DES MODULES	7
FIGURE 3: UN SCHEMA QUI DEMONTRE L'ORGANIGRAMME DE LA DIRECTION REGIONALE DE HASSI R'MEL	9
FIGURE 4: MONTAGE D'UNE POMPE EN ASPIRATION ET EN CHARGE	12
FIGURE 5: CLASSIFICATION DES POMPES.....	13
FIGURE 6 : PRINCIPE POMPE A PISTON.....	14
FIGURE 7 : POMPE A PISTON A SIMPLE EFFET.....	14
Figure 8: Pompe à piston à double effet	15
Figure 9: Pompe à membranes.....	16
FIGURE 10: FONCTIONNEMENT DES POMPES VOLUMETRIQUES ALTERNATIVES	17
FIGURE 11 : POMPE A ENGRENAGES EXTERIEURS.	18
FIGURE 12 : POMPE A ENGRENAGES INTERIEUR.....	19
FIGURE 13 :POMPE A VIS.....	20
FIGURE 14: POMPE A VIS (CAS A 2 VIS).	20
FIGURE 15: POMPE A PALETTES LIBRES.....	21
Figure 16: Pompe à palettes flexibles.....	22
FIGURE 17: POMPE A PALETTES GUIDEES	23
FIGURE 18: POMPE A LOBES	24
Figure 19 : Représentation des domaines respectifs des trois types de pompe.....	25
Figure 20: Domaines d'utilisation des pompes industrielles roto-dynamiques	25
Figure 21: Pompe centrifuge monocellulaire en porte à faux.....	26
Figure 22: Pompe multicellulaire	26
FIGURE 23: ROUES MOBILES DE MACHINES CENTRIFUGE, HELICO CENTRIFUGE ET AXIALE	27
FIGURE 24: DOMAINES D'UTILISATION DES POMPES.....	27
FIGURE 25: POMPE HELICO-CENTRIFUGES.....	28
Figure 26: Pompe hélices.....	29
FIGURE 27: SCHEMA D'UNE POMPE CENTRIFUGE	29
Figure 28 : Types de roue.....	31
FIGURE 29: RENDEMENT EN FONCTION DU DEBIT D'UNE POMPE	31
FIGURE 30: POINT DE FONCTIONNEMENT D'UNE POMPE.....	33

Liste des tableaux

TABLEAU 1: LES AVANTAGES ET LES INCONVENIENTS DES POMPES A PISTON	15
TABLEAU 2: LES AVANTAGES ET LES INCONVENIENT DES POMPES A MEMBRANES	16
TABLEAU 3: LES AVANTAGES ET LES INCONVENIENTS DES POMPES A ENGRENAGES EXTERIEUR	18
TABLEAU 4: LES AVANTAGES ET LES INCONVENIENTS DES POMPES A ENGRENAGES	19
TABLEAU 5: LES AVANTAGES ET LES INCONVENIENTS DES POMPES A VIS.....	20
TABLEAU 6: LES AVANTAGES ET LES INCONVENIENTS DES POMPES A PALETTES LIBRES	21
TABLEAU 7: LES AVANTAGES ET LES INCONVENIENTS DES POMPES A PALETTES FLEXIBLES	22
TABLEAU 8: LES AVANTAGES ET LES INCONVENIENTS DES POMPES A PALETTES.....	23
TABLEAU 9: LES AVANTAGES ET LES INCONVENIENTS DES POMPES A LOBES	24

Table des matières

1	INTRODUCTION GENERALE	1
	CHAPITRE 01 :	4
	RAPPORT DE STAGE.....	4
1	DESCRIPTION DE LA SOCIETE DE SONATRACH :	3
2	INTRODUCTION :	3
3	PRESENTATION DU COMPLEXE DE HASSI R'MEL	4
3.1	<i>Localisation et climat de HASSI R'MEL :</i>	<i>4</i>
4	HISTORIQUE DE HASSI R'MEL :	4
4.1	<i>DEVELOPPEMENT DE HASSI R'MEL :</i>	<i>5</i>
5	PRESENTATION DES SECTEURS DE HASSI R'MEL :	6
5.1	<i>La Carte géométrique de HASSI R'MEL ainsi les sites des modules :</i>	<i>7</i>
5.2	<i>Organisation de la direction régionale de Hassi R'mel :</i>	<i>7</i>
5.3	<i>Organigramme de la direction régionale de Hassi R'mel :</i>	<i>9</i>
6	PRESENTATION DU MODULE 2 :	9
6.1	<i>Procédés de traitement du gaz :</i>	<i>10</i>
6.2	<i>Description du process :</i>	<i>10</i>
7	PRESENTATION DU SERVICE MAINTENANCE DU MODULE 2 :	12
7.1	<i>Missions :</i>	<i>12</i>
7.2	<i>Système de gestion de la maintenance appliqué au niveau du module 2 :</i>	<i>12</i>
7.3	<i>Préparation des travaux :</i>	<i>12</i>
	CHAPITRE 02 :	12
1	INTRODUCTION :	12
2	CLASSIFICATION DES POMPES :	12
2.1	<i>Pompe volumétrique :</i>	<i>13</i>
2.2	<i>Les pompes volumétriques alternatives :</i>	<i>13</i>
2.3	<i>Pompe à piston :</i>	<i>14</i>
2.4	<i>Pompe simple effet :</i>	<i>14</i>
2.5	<i>Pompes double effet :</i>	<i>15</i>
2.6	<i>Pompes à membranes ou à soufflets :</i>	<i>16</i>
2.7	<i>Pompes rotatives :</i>	<i>17</i>
2.8	<i>Pompes à engrenages :</i>	<i>17</i>
2.9	<i>Pompes à engrenages extérieure :</i>	<i>18</i>
2.10	<i>Pompes à engrenages intérieures :</i>	<i>19</i>
2.11	<i>Pompes à vis :</i>	<i>19</i>
2.12	<i>Pompes à palettes :</i>	<i>20</i>
2.13	<i>Pompes à palettes libre :</i>	<i>21</i>
2.14	<i>Pompes à palettes flexibles :</i>	<i>22</i>
2.15	<i>Pompes à palettes guidées :</i>	<i>23</i>
2.16	<i>Pompes à lobes :</i>	<i>24</i>
2.17	<i>Pompes roto-dynamique :</i>	<i>25</i>
2.18	<i>Pompes hélico-centrifuges :</i>	<i>28</i>
2.19	<i>Pompes hélices :</i>	<i>29</i>
2.20	<i>Les pompes centrifuges :</i>	<i>29</i>
3	UTILISATION :	30
3.1	<i>Principe de fonctionnement d'une pompe centrifuge :</i>	<i>30</i>
3.2	<i>Caractéristiques d'une pompe centrifuge :</i>	<i>31</i>
4	SITUATION COMPAREE DES POMPES CENTRIFUGES, HELICO-CENTRIFUGES ET HELICES :	33
5	CONCLUSION :	33

CHAPITRE 03 :	12
1 INTRODUCTION.....	35
2 COUPS DE BELIER D'ORIGINE MECANIQUE ; ARRET D'UNE POMPE	35
2.1 Démarrage d'une pompe.....	36
2.2 Fermeture d'une vanne de sectionnement	36
2.3 Accumulation de condensats de vapeur	36
2.4 Conséquences de la fermeture d'une vanne	36
2.5 Déroulement d'un coup de bélier suite à la fermeture d'une vanne.....	37
2.6 Pression maximale	40
2.7 Effet de la rigidité de la tuyauterie.....	40
2.8 Vitesse de fermeture du clapet anti-retour.....	41
2.9 Contrôle de la vitesse de manœuvre des vannes	42
2.10 Accumulateur.....	42
2.11 Chambre ou cheminée d'équilibre.....	42
2.12 Réservoir d'alimentation	42
2.13 Entrée d'air par ventouse	42
2.14 Soupape de décharge.....	42
3 VIBRATION :	43
3.1 Définitions	43
3.2 Mouvement périodique et période.....	43
3.3 Mouvement oscillatoire et vibration	44
3.4 Vibrations d'un système "masse-ressort".....	44
3.5 Mouvement sinusoïdal	45
3.6 Amplitude et fréquence	46
3.7 Phase et déphasage	47
3.8 Fréquence naturelle	48
3.9 Vibrations amorties.....	49
3.10 Vibration forcée	50
3.11 Résonance	51
3.12 Vibrations d'une machine.....	52
3.13 Vibrations périodiques	52
3.14 Analyse en fréquence	53
4 LES ACCUMULATEURS HYDRAULIQUES.....	55
4.1 Introduction	55
4.2 Généralités	55
4.3 Principe de fonctionnement.....	56
4.4 Fonctions de l'accumulateur.....	56
4.5 Types d'accumulateurs.....	57
4.6 Installation des accumulateurs	58
5 CONCLUSION	58
CHAPITRE 04 :	59
CONCEPTION ET SIMULATION	59
1 INTRODUCTION :.....	60
2 SCHEMA THEORIQUE DE L'INSTALLATION	60
2.1 Fonctionnement de l'installation	61
2.2 Analyse technique.....	62
2.3 Avantages de la configuration.....	62
2.4 Installation Réelle sur le Site.....	62
3 MODELISATION 3D DES COMPOSANTS (SOLIDWORKS)	65
3.1 Pompe Volumétrique :.....	66
3.2 Vanne à opercule – 4 pouces.....	68
3.3 Accumulateur hydraulique (5 litres).....	69
3.4 Réservoir de stockage vertical – 500 L.....	71
3.5 Sous-système modélisé : Connexion entre le réservoir et la ligne de pompage	73

3.6	<i>Système hydraulique complet.....</i>	75
3.7	<i>Système de pompage sans accumulateur – Modélisation SolidWorks.....</i>	78
4	<i>SIMULATION NUMERIQUE VIA ANSYS</i>	81
4.1	<i>Distribution de pression avec accumulateur.....</i>	81
4.2	<i>Distribution de pression Sans accumulateur.....</i>	82
4.3	<i>Analyse Temporelle de la Pression – Simulation Transitoire.....</i>	84
4.4	<i>Représentation des Déformées Propres (Mode Shapes).....</i>	85
4.6	<i>CONCLUSION :</i>	87
CONCLUSION GENERALE :		88

Introduction Générale

1 Introduction générale

L'industrie pétrolière et gazière, notamment au sein de Sonatrach, repose sur des systèmes complexes et des équipements performants. [1] Parmi ces équipements, les machines tournantes occupent une place centrale, en particulier les pompes volumétriques, qui sont essentielles au transport de fluides à haute pression dans les installations industrielles. Ces machines sont utilisées pour garantir la continuité des processus dans des conditions de fonctionnement souvent sévères, nécessitant une attention particulière à leur performance et leur fiabilité. [2] Cependant, un défi majeur dans leur fonctionnement réside dans les vibrations générées au cours de l'exploitation, lesquelles peuvent avoir des conséquences importantes sur la durée de vie des équipements, leur performance et la sécurité des installations. [3]

Les vibrations dans les pompes volumétriques sont généralement dues à plusieurs facteurs, tels que des irrégularités dans le débit, des forces d'impulsion ou des déséquilibres mécaniques. Elles peuvent également être influencées par des phénomènes acoustiques ou des effets induits par les conditions d'exploitation du fluide. [4] Ces vibrations peuvent engendrer des usures prématurées des composants, affecter l'efficacité énergétique et, dans certains cas, entraîner des arrêts non programmés de l'installation. Dès lors, il est crucial de comprendre les mécanismes de ces vibrations afin de développer des solutions efficaces pour les limiter. [5]

Dans ce cadre, l'utilisation d'un accumulateur hydraulique à vessie est une solution couramment adoptée pour réguler les fluctuations de pression et réduire les vibrations dans les systèmes de pompes. Ces dispositifs sont souvent remplis de gaz inerte, comme l'azote, et sont conçus pour absorber les variations de pression, contribuant ainsi à améliorer la stabilité du système. Cependant [6], l'impact précis de l'accumulateur à vessie sur les vibrations des pompes volumétriques reste encore un sujet d'étude peu approfondi, en particulier dans des configurations spécifiques comme celles des pompes à haute pression utilisées dans l'industrie pétrolière. [7]

Dans le cadre de ce mémoire, nous allons explorer l'impact d'un accumulateur à vessie sur les vibrations d'une pompe volumétrique Nikkiso HLD 15K5SF, en réalisant une simulation numérique. Cette pompe fonctionne à une pression de refoulement de 120 bars et est alimentée en glycol. L'objectif principal de cette simulation est d'analyser l'effet de

l'accumulateur sur la réduction des vibrations dans des conditions opérationnelles réelles, en utilisant des outils de modélisation et de simulation.

Les pompes volumétriques sont caractérisées par leur capacité à offrir un débit constant et précis, mais cette stabilité peut être perturbée par les vibrations mécaniques, qui affectent la performance du système. Les résultats de cette simulation permettront de mieux comprendre comment l'ajout d'un accumulateur à vessie peut influencer la dynamique du système et contribuer à une réduction significative des vibrations. Cette approche permet également de tester différentes configurations sans avoir besoin d'un banc d'essai physique, ce qui représente un gain de temps et de ressources, tout en garantissant des résultats fiables.

Cette étude s'inscrit dans un cadre de recherche appliquée, visant à optimiser la gestion des vibrations dans les machines tournantes utilisées dans l'industrie pétrolière et gazière. À cet effet, plusieurs travaux récents ont été publiés sur des sujets similaires, offrant des perspectives sur les technologies de réduction des vibrations dans les pompes. Par exemple, Zhao et al. (2023) [7] ont étudié l'impact de l'accumulateur à vessie dans des systèmes de pompes à haute pression, démontrant son efficacité à réduire les oscillations dues aux variations de pression (Zhao, Y., et al., "Effect of bladder accumulators on vibration suppression in volumetric pumps," *Journal of Mechanical Engineering*, 2023). Liu et al. (2022) ont quant à eux analysé les effets de la dynamique du fluide et des dispositifs de régulation de pression sur les vibrations dans des systèmes similaires, concluant que l'utilisation d'accumulateurs permet de diminuer les amplitudes vibratoires dans les installations industrielles (Liu, J., et al., "Dynamic analysis of hydraulic accumulators in pump systems under varying operational conditions," *Fluid Power Systems and Technology*, 2022). Ces travaux ont inspiré notre approche de simulation, en nous permettant d'orienter notre modèle sur les mêmes principes. [8]

En outre, une étude de Zhang et al. (2021) a montré que les simulateurs numériques pouvaient fournir des résultats aussi fiables que les tests expérimentaux pour l'analyse des vibrations dans les pompes volumétriques, notamment lorsqu'ils sont associés à des modèles thermiques et hydrodynamiques complexes (Zhang, L., et al., "Numerical simulations of vibration in volumetric pumps using advanced modeling techniques," *International Journal of Mechanical Sciences*, 2021). [9]

Ainsi, cette étude par simulation vise à apporter une contribution significative à la compréhension des phénomènes vibratoires dans les pompes, tout en testant l'impact d'un accumulateur à vessie dans un cadre numérique. Les résultats obtenus pourront fournir des recommandations pour l'optimisation de la conception et de l'exploitation des systèmes de pompes dans des environnements industriels complexes tels que ceux de Sonatrach.

Chapitre 01 :

Rapport de stage

1 Description de la Société de SONATRACH :

Elle a été fondée par décret le 31/12/1963 avec un personnel initial de 33 individus, et en 1964, elle a mené à bien son premier projet à Arzew, d'un diamètre de 28 pouces et d'une longueur de 801 kilomètres.

En 1966, les opérations de la société se sont élargies pour couvrir le secteur pétrolier, incluant des activités telles que l'exploration, l'extraction, le transport, le raffinage et la vente d'hydrocarbures.

Le 24 février 1971, marquant la nationalisation, représente un véritable renouveau pour SONATRACH, à qui a été confiée la mission de promouvoir l'industrie des hydrocarbures. Dans les années 80, SONATRACH a connu une restructuration qui l'a conduite à créer 17 filiales spécialisées. Suite à cela, l'entreprise comptait 27 000 employés et s'est engagée sérieusement dans ses activités, notamment par le biais de l'exploitation nationale de 150 gisements de pétrole et gaz naturel et le développement de la technologie du traitement du gaz.

La loi 86-14 permet à SONATRACH ou aux chercheurs étrangers d'établir plusieurs contacts avec diverses entreprises internationales. [10]

2 Introduction :

De nos jours, l'industrie pétrolière constitue un secteur crucial tant pour l'économie mondiale que pour celle de notre pays, l'Algérie.

Depuis le vingtième siècle, nous exploitons de plus en plus le pétrole et le gaz pour répondre à notre consommation grandissante. Pour soutenir cette expansion, des investissements sont nécessaires dans les domaines de la recherche géologique, de la prospection géophysique et des nouvelles méthodes d'extraction, d'exploitation et de récupération associées aux diverses sortes de réserves de pétrole et de gaz.

L'Algérie possède un potentiel gazier considérable à l'échelle mondiale, avec les réserves de gaz les plus significatives localisées à Hassi R'Mel.

Avec l'importance croissante des réserves récemment découvertes de gaz et les bénéfices environnementaux qu'il offre, son utilisation pour la production d'électricité est favorisée. De plus, les coûts techniques associés à sa production et à son traitement demeurent inférieurs [10].

3 PRESENTATION DU COMPLEXE DE HASSI R'MEL

3.1 Localisation et climat de HASSI R'MEL :

Hassi R'mel, le seuil du désert, est une daïra de la wilaya de Laghouat. Elle se trouve à environ 120 km de cette wilaya et à 550 km d'Alger, perchée à une altitude d'environ 750 m. La région, qui est un grand plateau parsemé de rochers, présente un climat aux précipitations rares (200 mm annuellement) et une humidité moyenne de 20 % durant l'été et de 34 % pendant l'hiver. Les températures fluctuent entre -10 et $+50$ °C. Des vents forts, souvent accompagnés de tempêtes de sable, dominent la région. [10]

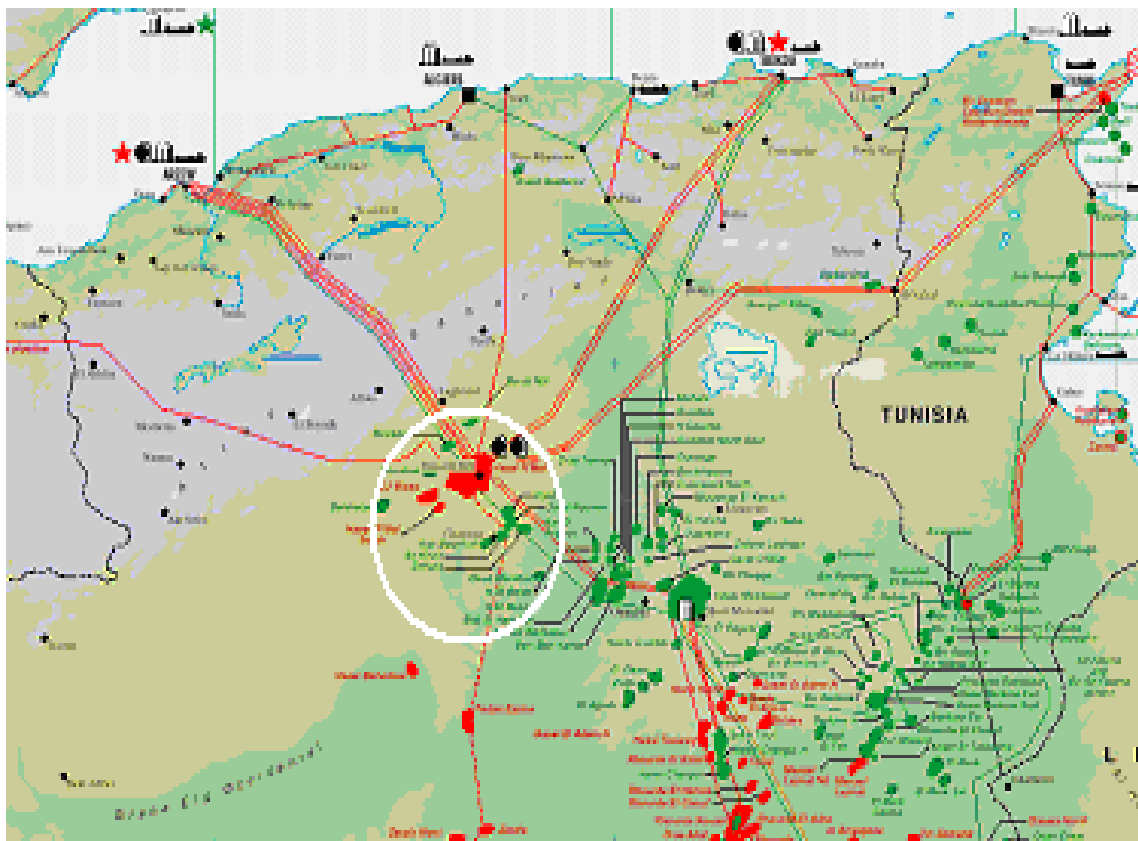


Figure I.1 : Situatuion géographique et climat de Hassi R'mel

4 HISTORIQUE DE HASSI R'MEL :

La découverte du gisement de Hassi R'mel remonte à 1951, avec le forage du premier puits, HR1, réalisé en 1952 à proximité de Berriane. Ce forage a révélé la présence de gaz naturel riche en condensats et en GPL.

- De 1957 à 1960, sept autres forages ont été réalisés (HR2, HR3, HR4, HR5, HR6, HR7,

HR8).

Le gisement de Hassi R'mel, qui se situe en Algérie et est le premier du pays, se classe au quatrième rang mondial. Il couvre une surface de 3500 km², s'étendant sur 70 km du nord au sud et 50 km d'est en ouest. Ce gisement abrite une colossal réserve de gaz estimée à 2415 millions de milliards de mètres cubes. Ce gaz est situé à une profondeur allant de 2110 à 2280 mètres. Les zones principales incluent : Hassi R'mel, Djebel Bissa, Oued Noumer, Ait Kheir, Sidi Mezghiche et Makouda. L'expansion du champ de Hassi R'mel a été étroitement associée à l'évolution technologique de l'industrie du gaz naturel à l'échelle mondiale. Les vastes réserves que recèle ce gisement ont représenté un levier crucial pour initier une stratégie d'industrie gazière ambitieuse pour la nation. [10]

4.1 DEVELOPPEMENT DE HASSI R'MEL :

Plusieurs phases de développement ont été mises en œuvre à Hassi R'mel, en fonction de l'évolution technologique du marché du gaz naturel :

- 1961 : Mise en œuvre de deux installations de traitement du gaz dotées d'une capacité de 1,3 milliard de m³ par an.
- 1969 : Mise en place de quatre unités additionnelles pour porter la capacité à 4 milliards de mètres cubes par an.
- 1972-1974 : Mise en œuvre de six unités additionnelles afin d'atteindre une capacité de 14 milliards de m³ par an.
- 1975-1980 : Mettre en œuvre et concrétiser le plan de développement qui avait pour but d'atteindre les objectifs ci-dessous.:
- Accroître la capacité de traitement du gaz de 14 à 94 milliards de m³ par an.
- Optimiser le GPL et la récupération du condensat par — Cyclage partiel du gaz non saturé.
- 1985 : L'unité de récupération de gaz d'évasement et production de GPL des modules 0 et 1.
- 1981- 1993 : Construction du centre de traitement d'huile.
- 1987- 2000 : Les débuts au sommet des centres de traitement d'huile.
- 1999 : Unité de récupération du gaz issue de l'associé.
- 2000 : Lancement du projet Boosting..
- 2005 : Mise en service du Boosting.

5 PRESENTATION DES SECTEURS DE HASSI R'MEL :

Le champ de Hassi R'mel comprend trois secteurs :

A- Secteur Nord : qui comprend :

- Le module 3.
- Une station de compression.

B- Secteur centre : qui comprend :

- 3 modules : module 0, module 1 et module 4.
- CSTF: Center Stockade and Transfer Facility.
- CTH : Centre de Traitement d'Huile.
- L'unité de la phase B.

C- Secteur sud : qui comprend :

- Le module 2.
- Une station de compression.
- Djebel Bissa.
- HR sud.

Chaque unité de traitement de gaz des unités 1, 2, 3 et 4 possède une capacité de 80 millions de mètres cubes par jour. Toutefois, le module 0 a une capacité de 30 millions de mètres cubes par jour, tandis que Djebel Bissa peut traiter 6 millions de mètres cubes par jour. Les deux installations de compression, au nord et au sud, sont destinées à la réinjection du gaz sec dans des puits injecteurs afin de favoriser l'entraînement des lourds (richesse) et la réinjection du gaz commercial ou du gaz pour le GNL en cas d'incident ou de maintenance des unités. Un autre dispositif de compression, connu sous le nom de Boosting, est actuellement opérationnel. Il a été élaboré pour accroître la pression d'entrée du gaz des modules de traitement afin de garantir l'exploitation ininterrompue du champ gazier.

5.1 La Carte géométrique de HASSI R'MEL ainsi les sites des modules :

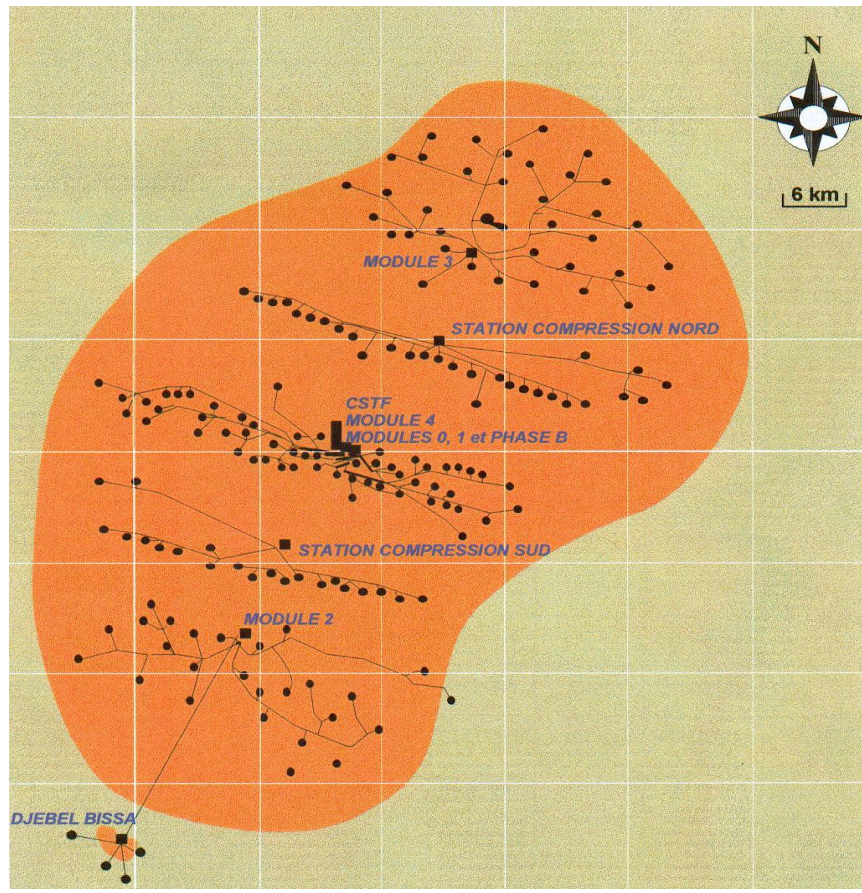


Figure I.2: La Carte géométrique de HASSI R'MEL ainsi et les sites des modules

5.2 Organisation de la direction régionale de Hassi R'mel :

Direction régionale : Établie en 1990, la Direction Régionale vise à répondre aux objectifs suivants :

- Expansion du gisement de gaz et de l'anneau pétrolier à Hassi R'mel.
- Implémentation de technologies récentes dans l'ingénierie des installations.

Voici les tâches attribuées aux entités qui composent la direction régionale :

✓ Division approvisionnement et transport :

- L'acquisition de matériel et de pièces de rechange se fait via divers budgets, appels d'offres et commandes locales.

- La réception des équipements et des pièces de rechange, leur contrôle pour vérifier leur conformité ainsi que leur entreposage.

✓ *Direction technique :*

- L'administration et la supervision des nouveaux projets industriels.
- La mise en œuvre des changements proposés par les sites d'utilisation.

✓ *Direction engineering et production :*

- Développement du gisement.
- Entretien des puits et installations de surface (wire-line et work-over).

✓ *Direction exploitation :*

- Exploitation optimale des unités.
- Planification et réalisation des programmes de production.

✓ *Direction maintenance :*

- Maintien des équipements en état de bon fonctionnement.
- Planification des entretiens préventifs.
- Mise en place des politiques de maintenance.
- Mise en place et développement de l'outil informatique (GMAO).

✓ *Direction logistique :*

- Suivi et réalisation des infrastructures de base de la région.
- Entretien des installations domestiques de la région (électricité, froid, plomberie, menuiserie).

✓ *Division sécurité :*

- Application des mesures de sécurité (prévention des accidents).
- Mise en place de la politique HSE (hygiène, sécurité et environnement) au niveau du site industriel.

✓ *Division informatique :*

- Développement des logiciels d'exploitation pour l'ensemble des structures de la direction régionale.
- Entretien du réseau et de l'outil informatique.

✓ *Division intendance :*

- Suivi des prestations en matière de restauration et hébergement.
- Suivi de la gestion du patrimoine.

✓ *Division finances :*

- Gestion des budgets des structures, ordonnancement.
- Suivi financier des projets d'investissement, d'exploitation et d'équipement.
- Gestion de la trésorerie, comptabilité générale.
- ✓ **Division ressources humaines :**
 - Gestion de carrière du personnel.
 - Gestion du recrutement et la formation du personnel.
 - Gestion sociale du personnel en matière de santé, loisirs et administration générale.

5.3 Organigramme de la direction régionale de Hassi R'mel :

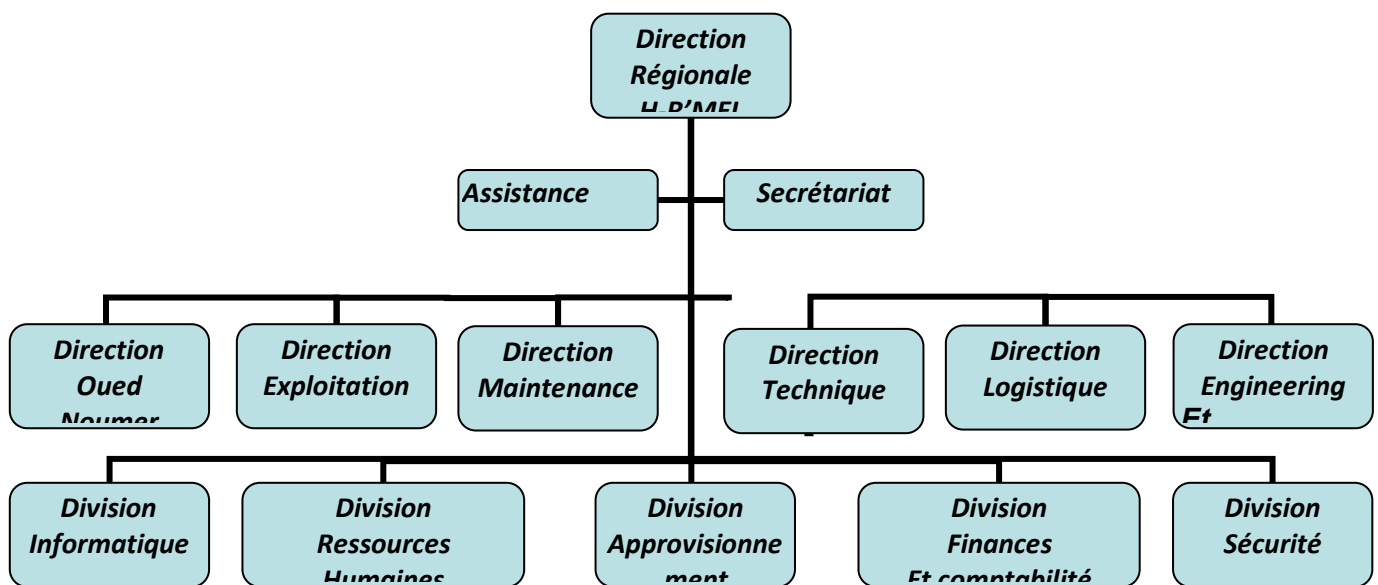


Figure I.3: Un schéma qui démontre l'organigramme de la direction régionale de Hassi R'mel

6 Présentation du Module 2 :

Le MPP2 (Module Plant Process), également connu sous le nom de module trois, est une installation de traitement des gaz composée de trois lignes identiques ayant chacune une capacité de 20 millions de m³/j. Les trois trains opèrent en suivant la même méthode de traitement. L'objectif du module est de produire les articles suivants :

- ✓ Gaz sec destiné à la vente et en faible partie à la re-compression.
- ✓ GPL et condensât pour le marché.
- ✓ Butane pour le marché régional.

6.1 Procédés de traitement du gaz :

a) Procèdes « HUDSON » :

Il fonctionne grâce au refroidissement du gaz par transferts thermiques et à l'aide d'une série de détentes via un appareil dynamique nommé « turbo-expander », ce qui permet d'atteindre une température de -40°C .

- La méthode HUDSON est plus efficace, elle favorise une récupération supérieure des hydrocarbures.
- Le gaz brut provenant des puits productifs, ainsi qu'un mélange (gaz et hydrocarbures liquides) comportant une quantité négligeable d'eau de gisement, se présente à une température de 58°C et à une pression de 107 bars. Au niveau du module II, on emploie la méthode HUDSON.

Procédés « PRITCHARD » :

Il fonctionne sur le principe du refroidissement du gaz par des échanges thermiques et des détentes, utilisant une boucle de propane comme système de réfrigération pour finalement atteindre des températures proches de -23°C .

6.2 Description du process :

Le gaz brut issu des puits à 107 Kg/Cm^2 et 60°C , provenant du manifold des collecteurs (N1,... N8 + W8), est distribué sur trois conduits de capacité identique, soit $20.106\text{ m}^3/\text{jour}$ de gaz traité au niveau du diffuseur D001 (chaque conduit mène à un train). Chaque flot de gaz brut est refroidi par l'aéro-réfrigérant E101 A.....Q jusqu'à 40°C avant d'être acheminé vers le séparateur d'admission D101. À ce stade, l'eau et les hydrocarbures liquides sont séparés du gaz par gravité, l'eau séparée étant ensuite dirigée vers le séparateur d'huile (SPI). L'eau s'oriente vers le bassin d'évaporation tandis que le condensât est dirigé vers le bournier. D'autre part, les hydrocarbures liquides (condensât) provenant du D101 sont acheminés vers le séparateur à condensat riche D105.

Le gaz du D101 est dirigé vers les échangeurs de gaz/gaz E102/E103 où sa température est réduite jusqu'à -70°C . Ensuite, ce gaz traverse une vanne « JOULE THOMSON » ; PRCV 108 où il est détendu jusqu'à atteindre 100 Kg/Cm^2 , et arrive à la séparation finale à haute pression D102 à -17°C (détente isentropique).

Afin d'éviter la création d'hydrates dans les échangeurs gaz/gaz E 102/E 103, on introduit une solution de glycol dans les échangeurs de chaleur côté tube.

Après avoir absorbé l'eau présente dans le gaz brut, la solution de glycol se distingue du gaz dans le D 102. Le glycol hydraté est ensuite extrait et dirigé vers l'unité de régénération. Le gaz provenant de D102 passe par une détente isentropique dans le turbo-expander K 101 jusqu'à atteindre 64 Kg/cm² à -37°C, puis est dirigé vers le séparateur à moyenne pression D103. Le gaz refroidi de D103 servira à abaisser la température du gaz brut entrant au niveau des échangeurs E102 A à F.

Il est comprimé par le compresseur actionné par l'expandeur K 101 à une pression de 72 Kg/Cm² avant d'être acheminé dans le réseau du gaz commercial. Les hydrocarbures liquides (condensats) de D101, une fois que les composants légers se sont évaporés, chauffent la section inférieure du déethaniseur C 101 au niveau du 21e plateau. Les hydrocarbures liquides issus des bruts D102 et D103 sont regroupés puis transférés au séparateur D104 (séparateur à basse pression), où le glycol non séparé provenant des D102 et D103 est récupéré.

La partie supérieure du déethaniseur C 101 sera alimentée par la charge froide de D 104. Ces gaz sont dirigés vers la section de recomposition en provenance du séparateur riche en condensats D 105 (à l'emplacement de recomposition K002 à 72 Kg/cm², où ils se mêlent à la ligne de gaz destiné à la vente).

Le D 104, qui fournit une charge froide, alimente la partie supérieure du C 101 via le cinquième plateau. Ce dernier passe ensuite par l'échangeur de reflux E 106 pour condenser partiellement les gaz de tête du C 101.

Dans l'échangeur d'alimentation E 104, les liquides D 105 sont réchauffés par le condensat extrait du fond du débutaniseur.

Une solution de glycol est introduite à l'entrée du E 106 et récupérée dans l'appendice du D 107 : on introduit également une solution de glycol dans le conduit de reflux du C 101, où son recueil se fait au niveau du D 106 (séparateur hydrocarbures/glycol). Le réchauffage des liquides de fond du C 101 est assuré par le rebouilleur H 101.

Le condensat non stabilisé est ensuite dirigé vers le débutaniseur C 102 situé au niveau du 21ème plateau, où une séparation du GPL a lieu. Une portion de ce dernier est réutilisée en tant que reflux, tandis que l'autre est dirigée vers la section d'expédition. Le condensat « ON-SPEC » est prélevé du bas du débuthaniseur et acheminé vers la partie de dégazage et expédition après avoir été refroidi dans l'E 104 puis l'aéroréfrigérant E 107.

7 Présentation du service maintenance du module 2 :

7.1 Missions :

Le service de maintenance a pour rôle :

- ✓ Le maintien des équipements en état de fonctionnement optimal
- ✓ L'application des politiques de maintenance arrêtées par la direction
- ✓ L'application des procédures d'entretien des équipements
- ✓ L'analyse des causes de défaillance
- ✓ La mise en place des procédures d'entretien
- ✓ L'Analyse des coûts

7.2 Système de gestion de la maintenance appliqué au niveau du module 2 :

La maintenance des équipements est effectuée grâce à l'assistance informatique. Le programme actuel « logiciel Rapiet » (système modulaire) remplit les fonctions suivantes :

- Un module d'identification des équipements du site est disponible ;
- Un module de maintenance préventive basé sur la planification préexistante est proposé ;
- Un module document qui permet de générer des rapports mensuels, des états, des historiques d'équipements et des bilans est inclus.

7.3 Préparation des travaux :

Il convient de préciser que toute action nécessite l'obtention d'une autorisation de travail validée par les entités : exploitation et sécurité

Chapitre 02 :

Généralité sur les pompes

1 Introduction :

Les pompes sont des dispositifs conçus pour transférer les liquides ou leurs mélanges d'un niveau plus bas à un niveau plus haut, ou pour déplacer les liquides d'un secteur de basse pression vers une zone de haute pression. [11].

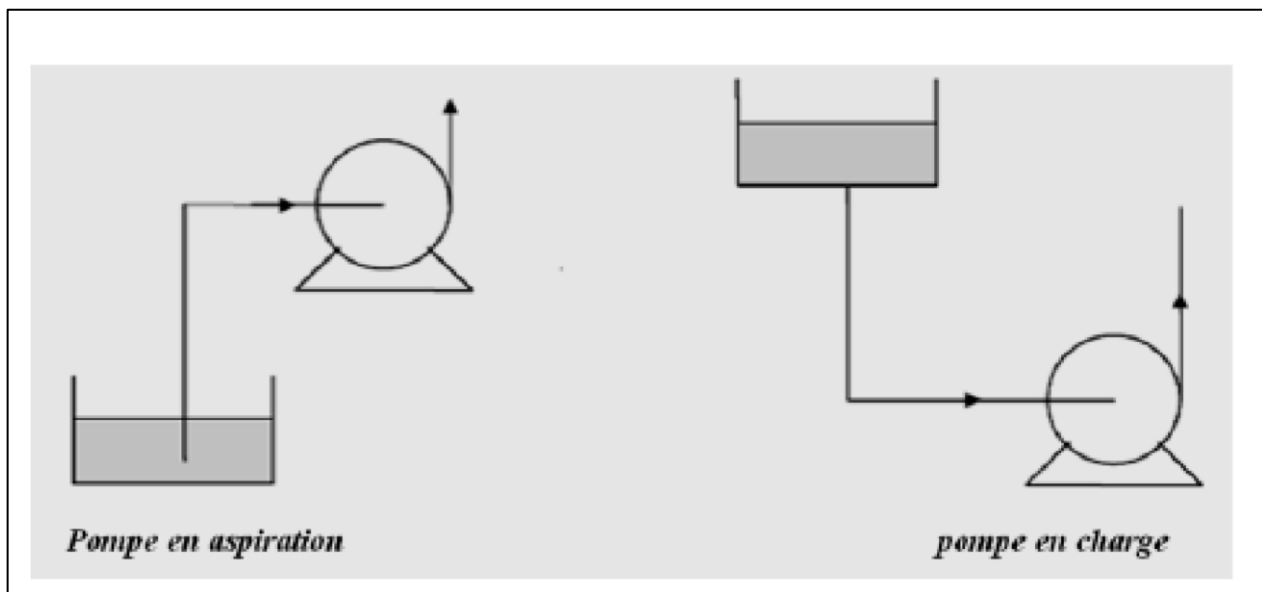


Figure II.1: Montage d'une pompe en aspiration et en charge

Le principe de fonctionnement d'une pompe repose sur la création d'un différentiel de pression entre l'aire d'aspiration et l'aire de refoulement, ce qui est réalisé grâce à l'élément actif (piston, roue, etc.) de la pompe. Sur le plan physique, la pompe convertit l'énergie mécanique fournie par son moteur d'entraînement en énergie hydraulique. [12]

2 Classification des pompes :

Dans le but de couvrir les besoins de diverses applications industrielles, différentes sortes de pompes ont été élaborées.

Ces pompes sont classées en deux grandes catégories :

- Les pompes hydrauliques volumétriques.
- Les pompes hydrauliques non volumétriques (roto-dynamique).

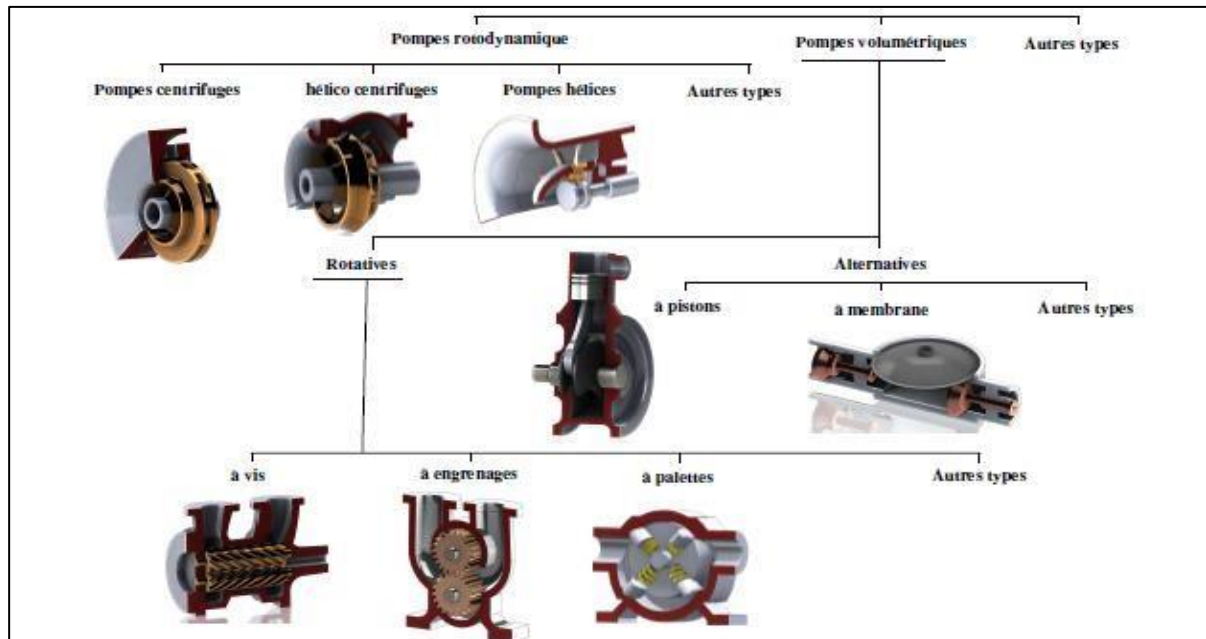


Figure II.2: Classification des pompes

2.1 Pompe volumétrique :

On identifie deux principales catégories de pompes volumétriques :

- Les pompes volumétriques **alternatives**.
- Les pompes volumétriques **rotatives**. [11]

2.2 Les pompes volumétriques alternatives :

Ces pompes se distinguent par le fait que l'élément mobile effectue un mouvement de va-et-vient. Voici les types principaux de pompes :

- À piston.
- À membrane ou à soufflets. [11]

Les pompes volumétriques à mouvement alternatif courantes se basent sur deux concepts :

- Le déplacement d'un piston animé d'un mouvement alternatif. □ la déformation d'une membrane. [11]

2.3 Pompe à piston :

Les pompes à piston, l'un des types de pompes les plus anciens, continuent d'être parmi les plus courantes. [13]

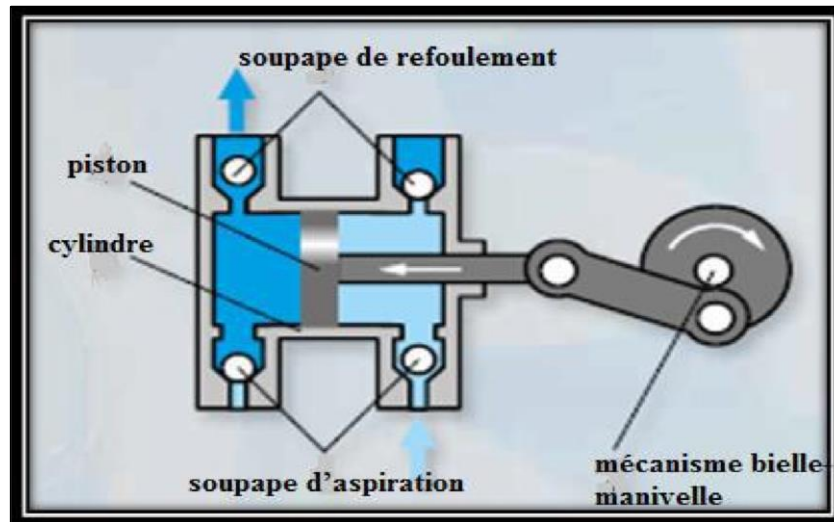


Figure II.3 : Principe pompe à piston

On distingue plusieurs sortes de pompes à piston :

- Pompes à piston simple effet.
- Pompes à piston double effet.

2.4 Pompe simple effet :

Le piston ne se déplace que dans un sens pour le refoulement et l'aspiration.

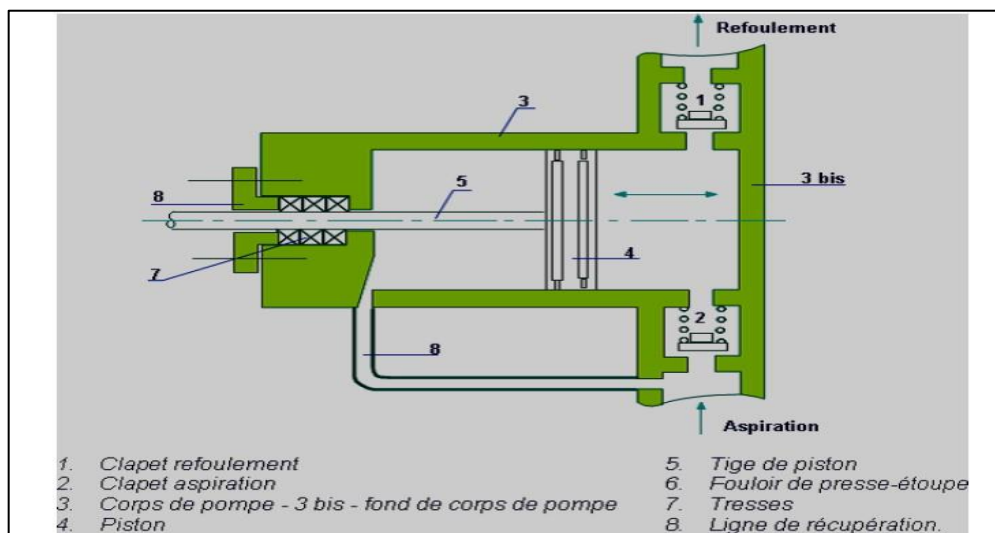


Figure II.4 : Pompe à piston à simple effet

2.5 Pompes double effet :

Le pompage se réalise de part et d'autre du piston : celui-ci est engagé dans les deux phases, qui sont à la fois la phase d'aspiration et la phase de refoulement. Cela autorise un flux deux fois plus important et une constance accrue dans la transmission.. [14]

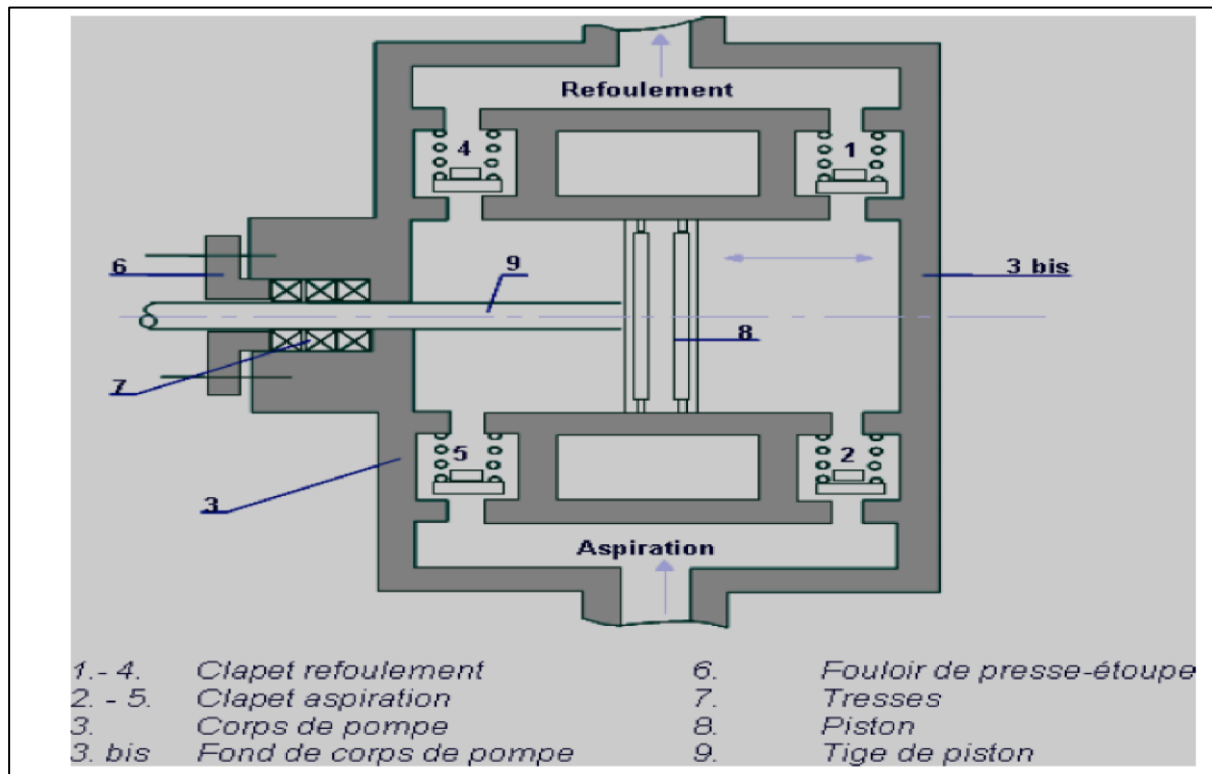


Figure II.5: Pompe à piston à double effet

Tab II.1: Les avantages et les inconvénients des pompes à piston

Les avantages	Les inconvénients
<ul style="list-style-type: none"> - Fonctionnement à sec sans dommage. - Bon rendement ($> 90 \%$). - Pression au refoulement très importante. - Débit réglable. 	<ul style="list-style-type: none"> - Débit limité. - Viscosités assez faibles. - Pompage de particules solides impossible. - Bon fonctionnement que si étanchéité parfaite entre le cylindre et le piston. - Pulsations importantes au refoulement.

2.6 Pompes à membranes ou à soufflets :

Le mouvement du piston est substitué par les déformations alternées d'un diaphragme en matière élastique (caoutchouc, élastomère, Néoprène, Virton, etc.). Ces distorsions Génèrent les phases d'aspiration et de refoulement caractéristiques de toute pompe alternative. [14]

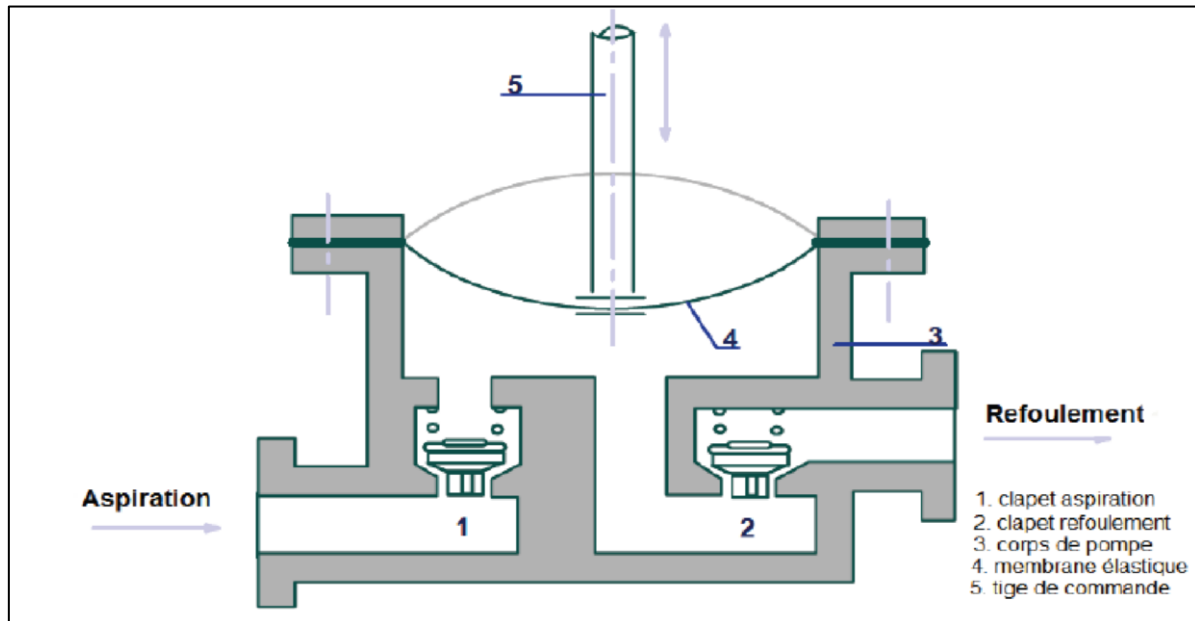


Figure II.6: Pompe à membranes

Tableau II.2: Les avantages et les inconvénient des pompes à membranes

Les avantages	Les inconvénients
<ul style="list-style-type: none"> - Fonctionnement à sec sans dommage. - Propreté absolue du liquide pompé (chargé, abrasif, acide, visqueux ou non). - Bon rendement (90 %). 	<ul style="list-style-type: none"> - Débit limité. - Viscosités assez faibles. - Pompage de particules solides impossible. - Bon fonctionnement que si l'étanchéité est parfaite entre le cylindre et le piston. - Pulsations importantes au refoulement. (Système amortisseur indispensable).

2.7 Pompes rotatives :

Ces pompes comprennent un élément mobile en rotation autour d'un axe, qui s'effectue à l'intérieur du corps de la pompe et génère le mouvement du liquide pompé par le déplacement d'un volume depuis l'aspiration jusqu'à l'écoulement [14]. Les types principaux de pompes rotatives comprennent :

- Pompes à engrenage.
- Pompes à vis.
- Pompes à lobes.
- Pompes à palettes ...etc.

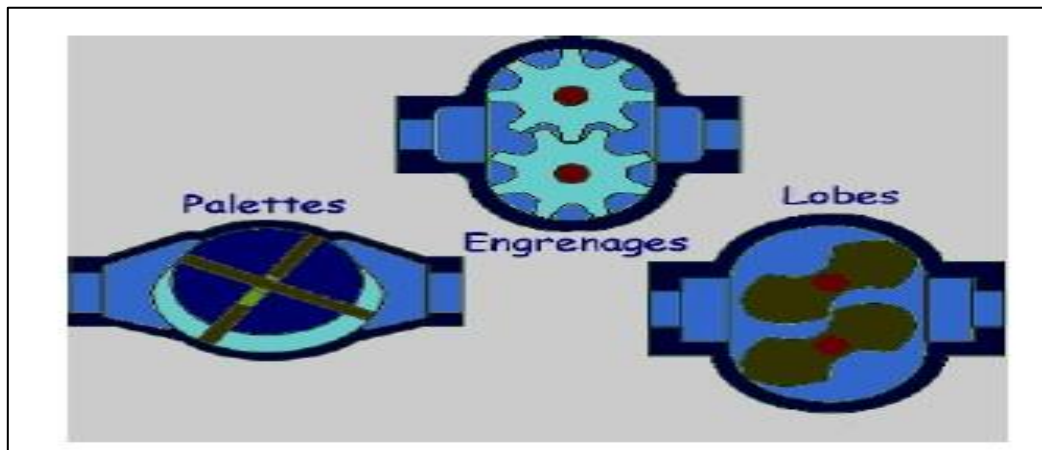


Figure II.7: Fonctionnement des pompes volumétriques alternatives

2.8 Pompes à engrenages :

Deux engrenages alimentent un liquide entre les creux de leurs dents et le corps de la pompe dans une pompe de profil adéquat qui est équipée d'orifices d'aspiration (Asp.) et de refoulement [3]

On distingue deux catégories de pompes à engrenages :

- Pompes à engrenages extérieure
- Pompes à engrenages intérieure

2.9 Pompes à engrenages extérieure :

Il existe de nombreuses versions de ce type de pompe qui se distinguent par leur arrangement ou la configuration des engrenages. [14]

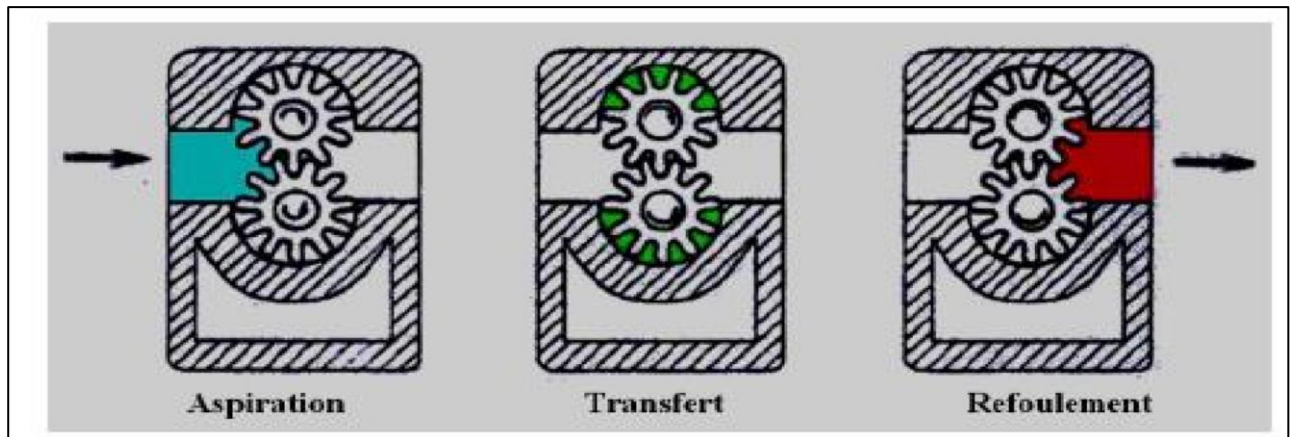


Figure II.8 : Pompe à engrenages extérieurs.

Tableau II.3: Les avantages et les inconvénients des pompes à engrenages extérieur

Les avantages	Les inconvénients
<ul style="list-style-type: none"> - Le débit est régulier. - La pompe est réversible. - La pompe à engrenages à chevrons permet de rendre le mouvement plus uniforme. - Pas de clapets nécessaires. 	<ul style="list-style-type: none"> - Les pièces d'usure sont nombreuses (Coussinets, 2 ou 4 boîtiers d'étanchéité, etc.) - Elles n'admettent pas le passage de particules solides sous peine de destruction totale du mécanisme. - Elles supportent mal les produits abrasifs qui ont pour effet d'accélérer l'usure mécanique des pignons et de diminuer l'étanchéité entre le corps de pompe et les dents.

2.10 Pompes à engrenages intérieures :

L'idée fondamentale est de positionner un des roues dentées à l'intérieur de l'autre. Cette configuration requiert l'usage d'un composant additionnel de forme semi-circulaire qui assure le colmatage entre les deux paires d'engrenages [14].

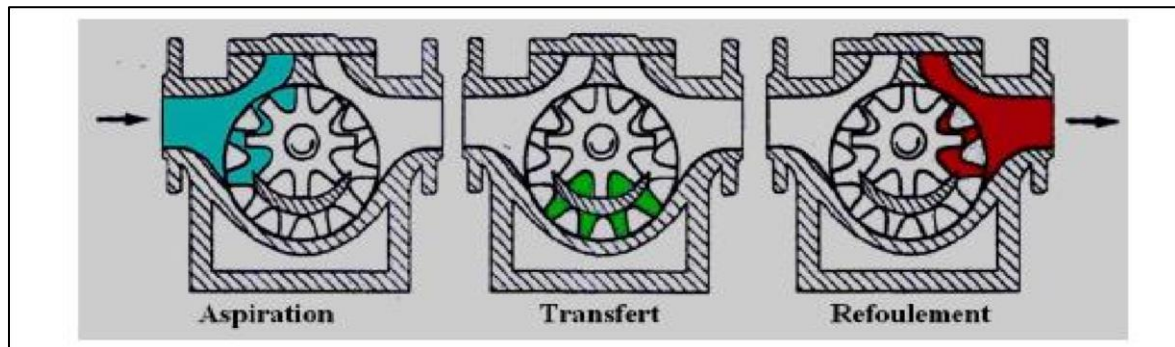


Figure II.9: Pompe à engrenages intérieur

Tableau II.4: Les avantages et les inconvénients des pompes à engrenages Intérieur

Les avantages	Les inconvénients
<ul style="list-style-type: none"> - Le débit est régulier. - La pompe est réversible. - Un seul boîtier d'étanchéité est nécessaire. - Bas <i>NPSH</i> requis 	<ul style="list-style-type: none"> - Pouvoir d'aspiration faible. - Elles n'admettent pas le passage de particules solides sous peine de destruction totale du mécanisme. - Le porte-à-faux peut créer une surcharge sur l'arbre

2.11 Pompes à vis :

Elles sont constituées de deux ou trois vis en fonction des modèles. Pour une pompe à trois vis, seule la vis centrale est entraînée, tandis que les deux autres suivent son mouvement. Pour une pompe à double vis, ces dernières sont généralement toutes deux mises en mouvement par un ensemble d'engrenages externes. Ces pompes ont la capacité de fonctionner à haute vitesse (3 000 tours par minute). [15]

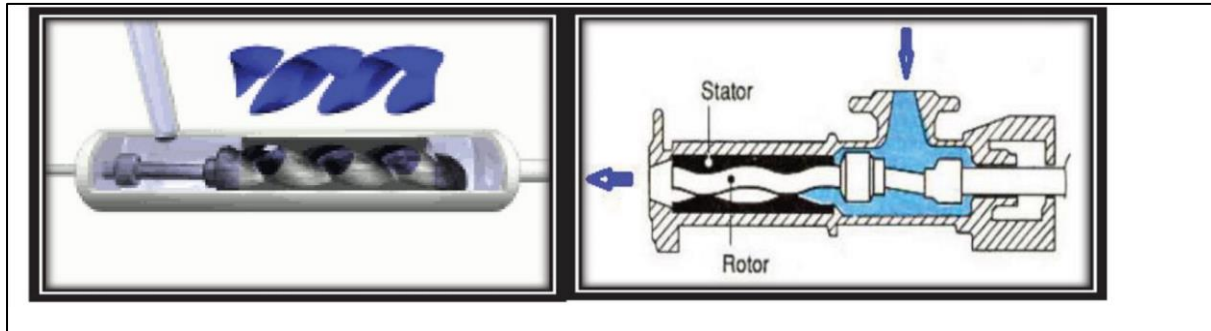


Figure II.10 :Pompe à vis

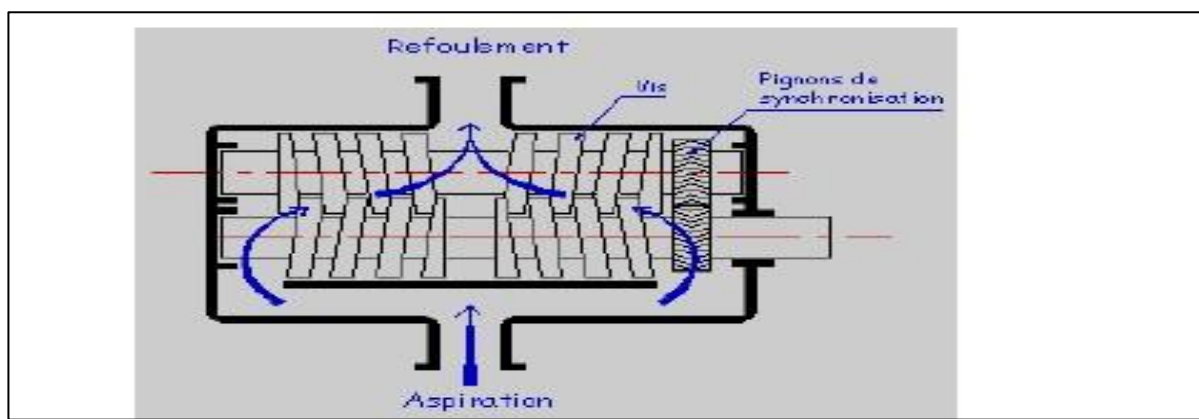


Figure II.11: Pompe à vis (cas à 2 vis).

Tableau II.5: Les avantages et les inconvénients des pompes à vis

Les avantages	Les inconvénients
<ul style="list-style-type: none"> - Le débit est régulier. - La pompe est réversible. - La pompe est silencieuse. 	<ul style="list-style-type: none"> - Elles n'admettent pas le passage de particules solides, sous peine de destruction totale du mécanisme.

2.12 Pompes à palettes :

Une pompe à palettes est un type de pompe rotative équipée d'un rotor comportant plusieurs palettes qui se déplacent radialement pour garantir la circulation du fluide pompé [15]. On distingue trois catégories de pompes à palettes :

- Pompes à palettes libre.
- Pompes à palettes flexibles.
- Pompes à palettes guidées.

2.13 Pompes à palettes libre :

Un corps cylindrique stationnaire est en liaison avec les ouvertures d'aspiration et de refoulement. Un cylindre solide, appelé rotor, est situé à l'intérieur. Ce dernier est en contact avec le corps de la pompe par l'intermédiaire de sa tangente interne et son axe est décalé par rapport à celui du corps. [15]

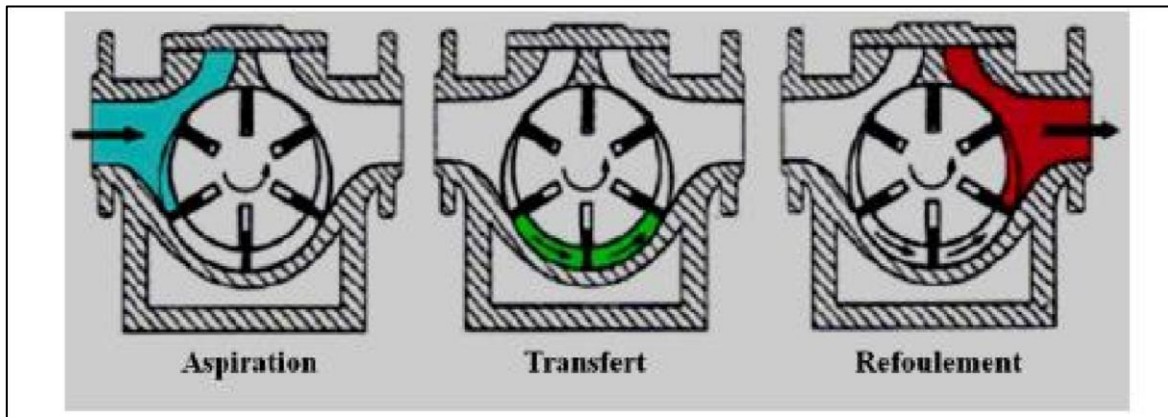


Figure II.12 : Pompe à palettes libres

Tableau 6: Les avantages et les inconvénients des pompes à palettes libres

Les avantages	Les inconvénients
<ul style="list-style-type: none"> - 'Il n'y a ni brassage, ni laminage, ni émulsion nage du liquide pompé. - Le débit est régulier. - La pompe est réversible. 	<ul style="list-style-type: none"> - Les palettes usent le corps par frottements. - Le pompage des fluides visqueux est difficile.

2.14 Pompes à palettes flexibles :

Le rotor avec des palettes est fabriqué en élastomère. Il transporte le fluide jusqu'au refoulement où les palettes sont pliées par la plaque de compression, facilitant ainsi l'éjection du liquide. [15]



Figure II.13: Pompe à palettes flexibles

Tableau II.7: Les avantages et les inconvénients des pompes à palettes flexibles

Les avantages	Les inconvénients
<ul style="list-style-type: none"> - Pompage de produits moyennement abrasifs. - ainsi que de particules solides molles. - Pas de brassage ni d'émulsion ni de laminage. - Pompe réversible. Débit régulier. - Silencieuse. - Étanchéité par garniture mécanique. - Maintenance simple. 	<ul style="list-style-type: none"> - Petits débits. - Pressions de refoulement faibles. - Ne doit pas tourner à sec. - Le liquide doit être compatible avec le matériau impulsé.

2.15 Pompes à palettes guidées :

Voici le concept : un corps conchoïdal qui contient un tambour décentré en rotation, entraînant des palettes orientées. La tranche effleure le cadre sans y entrer en contact. [15]

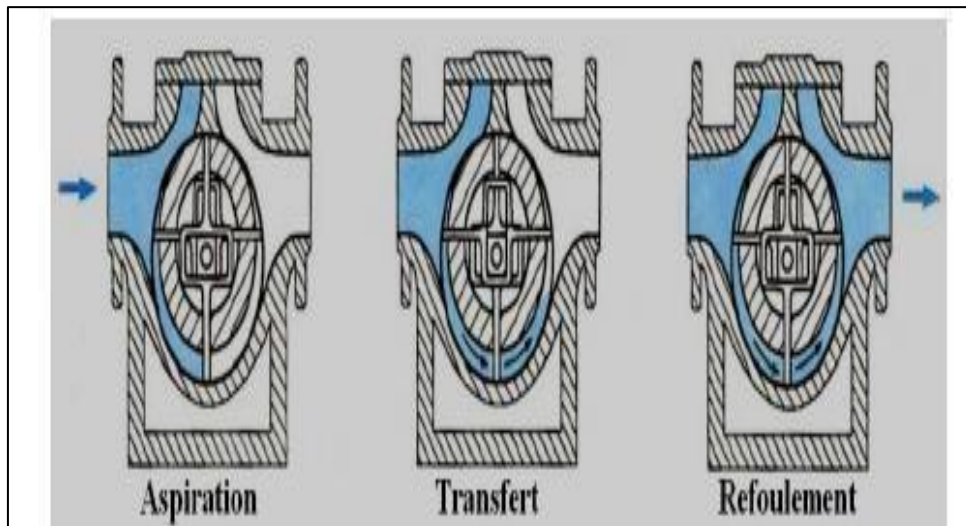


Figure II.14: Pompe à palettes guidées

Tableau II.8: Les avantages et les inconvénients des pompes à palettes

Les avantages	Les inconvénients
<ul style="list-style-type: none"> - Pas de brassage ni de laminage ni d'émulsion. - Pas d'usure des palettes car pas de contact : pompe réversible. Un seul boîtier d'étanchéité. - Possibilité d'une enveloppe de réchauffage. - Fort pouvoir d'aspiration. 	<ul style="list-style-type: none"> - Fuites internes avec produits très liquides. - Légères pulsations suivant la vitesse. - Pression d'utilisation limitée.

2.16 Pompes à lobes :

L'idée demeure identique à celle d'une pompe à engrenages externes traditionnelle, sauf que les dents possèdent une configuration distincte et ne comportent que deux ou trois lobes par rouage.

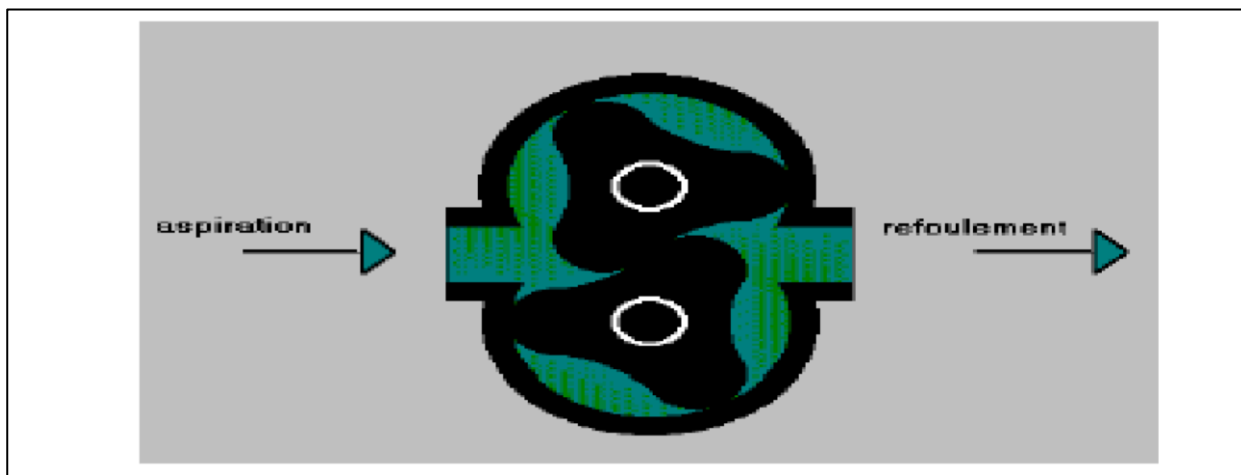


Figure II.15: Pompe à lobes

Tableau II.9: Les avantages et les inconvénients des pompes à lobes

Les avantages	Les inconvénients
<ul style="list-style-type: none"> - Pas de contact entre les lobes. - Pompe réversible. Facile à nettoyer. - Possibilité d'adjoindre un by-pass. - Pompage de produits chargés ou abrasifs. 	<ul style="list-style-type: none"> - Nécessite des engrenages d'entraînement extérieurs. - Encombrement assez important. - Nécessite deux boîtiers d'étanchéité. - Impose un suivi de maintenance régulier.

2.17 Pompes roto-dynamique :

2.17.1 Description :

Qui confèrent au fluide une charge qui varie en fonction du débit de celui-ci. Une roue transmet de l'énergie cinétique au fluide, qui est par la suite convertie en pression à travers une volute. [16].

2.17.2 Classification des pompes roto-dynamiques :

On classe les pompes dans la catégorie roto dynamiques en fonction du parcours du fluide (chemise de l'écoulement) :

- Les pompes centrifuges (à écoulement radial).
- Les pompes hélico-centrifuges (à écoulement diagonal).
- Les pompes axiales ou à hélices (à écoulement axiales).

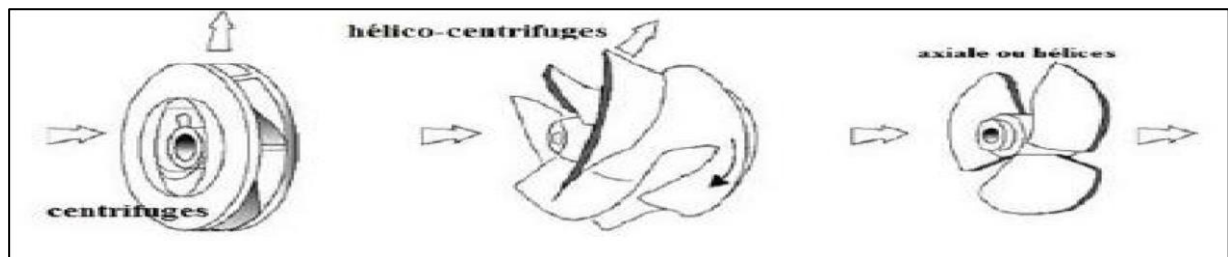


Figure II.16 : Représentation des domaines respectifs des trois types de pompes

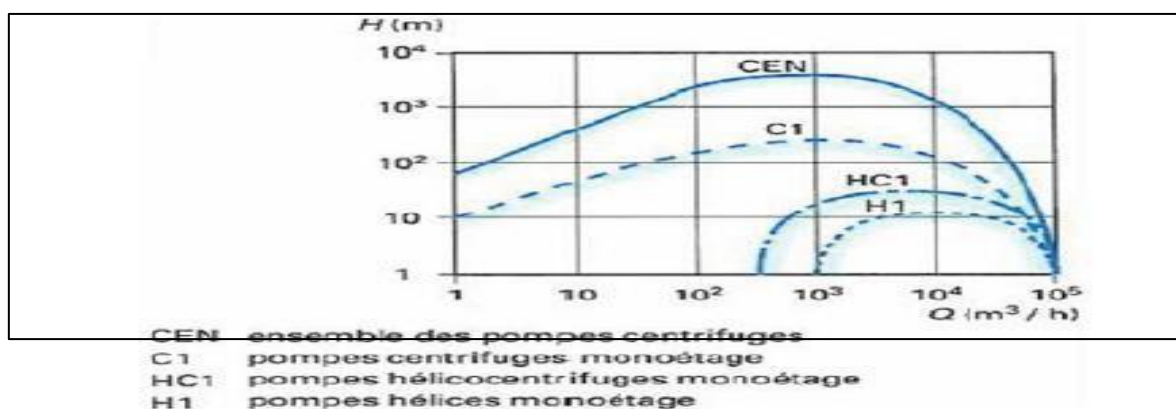


Figure II.17: Domaines d'utilisation des pompes industrielles roto-dynamiques

Selon le nombre d'étages :

- Monocellulaire : avec une seule roue (impulseur) sur l'arbre.
- Multicellulaire : avec plusieurs (impulseur) sur l'arbre disposé en série.

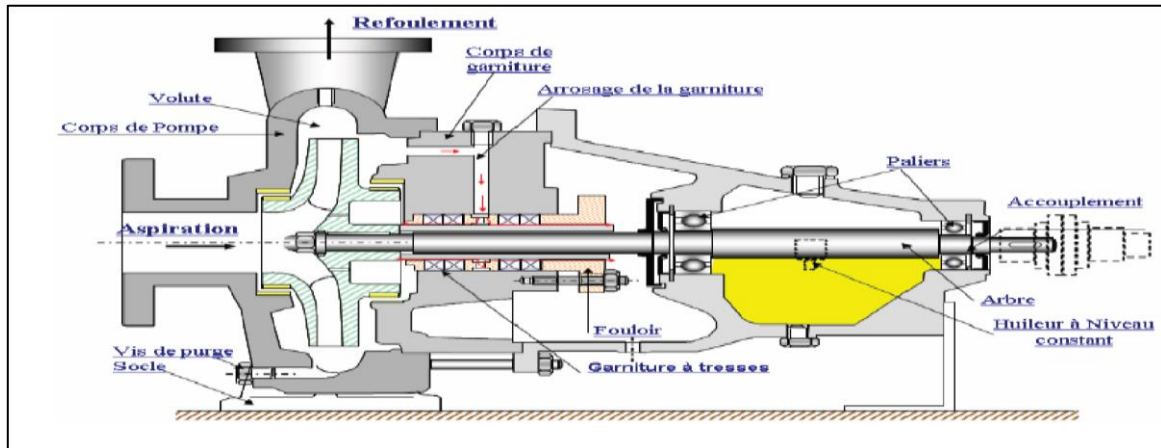


Figure II.18: Pompe centrifuge monocellulaire en porte à faux

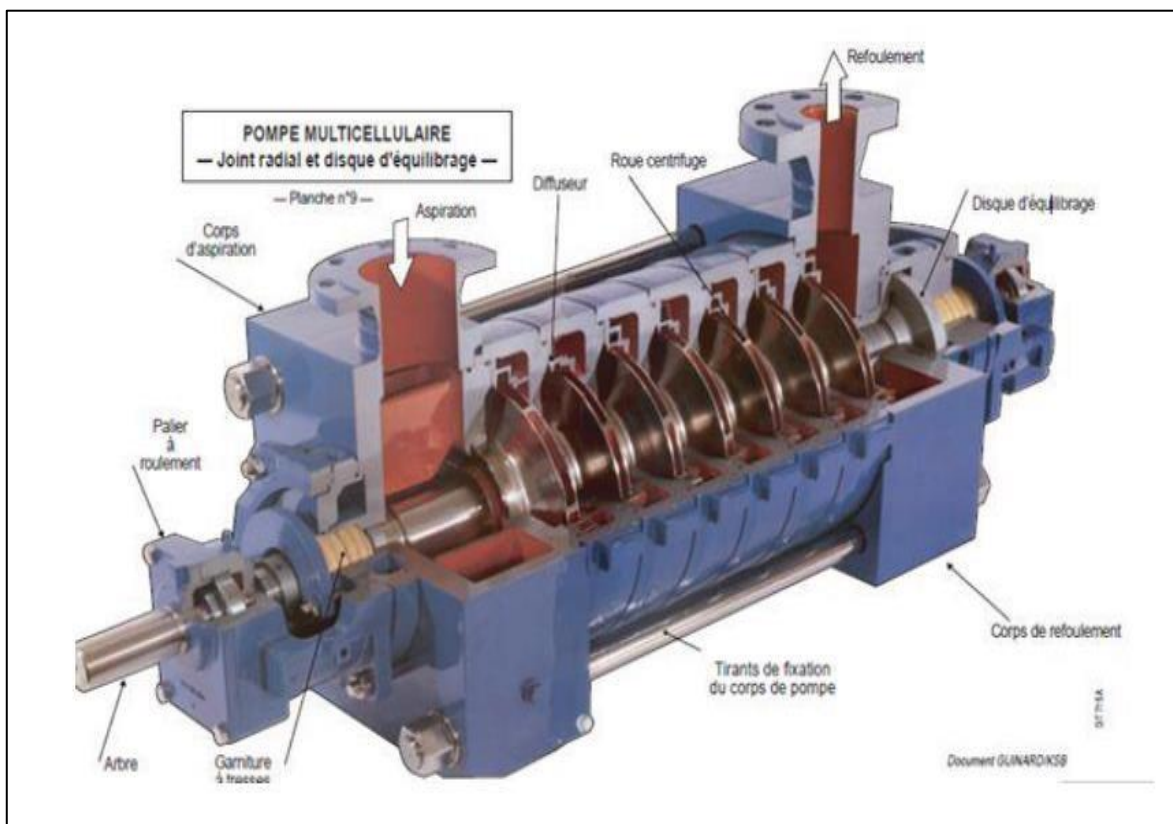


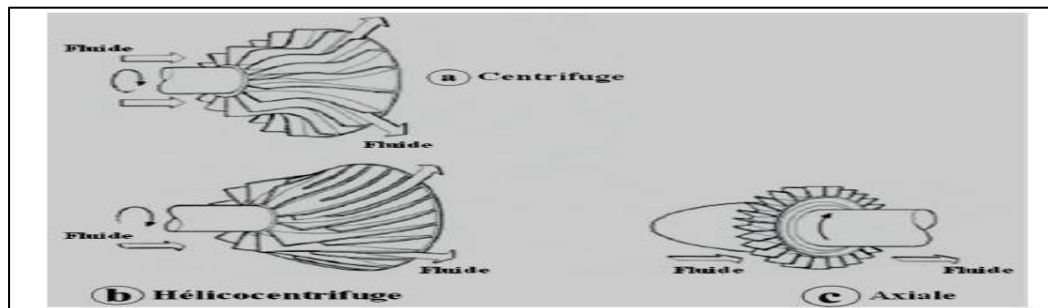
Figure II.19 : Pompe multicellulaire

Selon la disposition de l'axe de la pompe :

- Pompe verticale.
- Pompe horizontale.

Selon la trajectoire du fluide :

- A écoulement radial (pompes centrifuges).
- A écoulement diagonal (pompes hélico centrifuges).
- A écoulement axial (pompes axiales ou pompes à hélices)



:

Figure II. 20 : Roues mobiles de machines centrifuge, hélico centrifuge et axiale

Le diagramme ci-dessous présente les différents champs d'application de ces deux principales catégories :

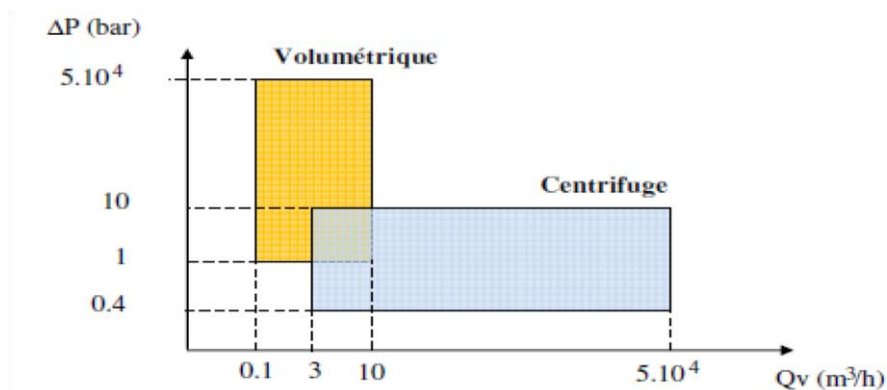


Figure II.21: Domaines d'utilisation des pompes

Tab II.10 Les avantages et les inconvénients des pompes roto-dynamiques :

Les avantages	Les inconvénients
<ul style="list-style-type: none"> - Ce sont des machines de construction simple, sans clapet ou soupape, d'utilisation facile et peu coûteuses. - à caractéristiques égales, elles sont plus compactes que les machines volumétriques. - Leur rendement est souvent meilleur que celui des « volumétriques ». - Elles sont adaptées à une très large gamme de liquides. - Leur débit est régulier et le fonctionnement silencieux. - En cas de colmatage partiel ou d'obstruction de la conduite de refoulement, la pompe centrifuge ne subit aucun dommage et l'installation ne risque pas d'éclater. La pompe se comporte alors comme un agitateur...etc. 	<ul style="list-style-type: none"> - Impossibilité de pomper des liquides trop visqueux. - Production d'une pression différentielle peu élevée (de 0, 5 à 10 bars). - Elles ne sont pas auto-amorçages. - A l'arrêt ces pompes ne s'opposent pas à l'écoulement du liquide par gravité (donc, vannes. A prévoir.).

2.18 Pompes hélico-centrifuges :

Les pompes hélico-centrifuges ne sont pas adaptées aux faibles débits, car elles entraînent dans ces situations des vitesses de rotation hautes ou très hautes. [15]

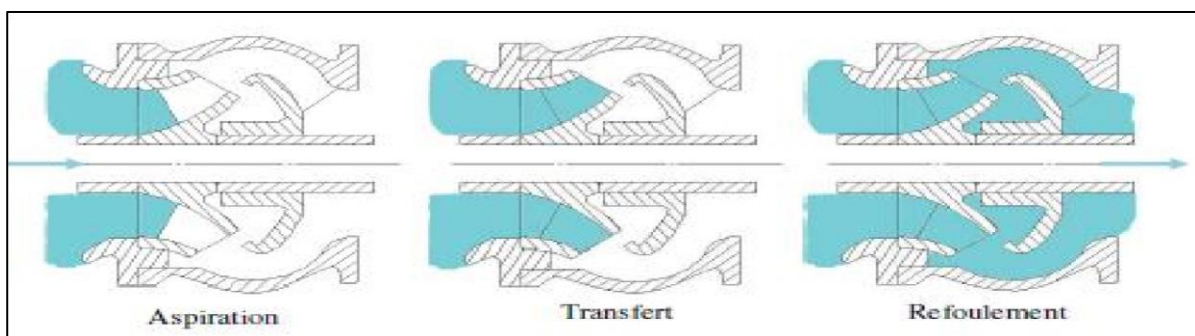


Figure II.22: Pompe hélico-centrifuges

2.19 Pompes hélices :

Avec une capacité d'aspiration optimale favorisant une installation aisée et une courbe caractéristique constamment décroissante, ce dispositif garantit un fonctionnement stable peu importe le débit.

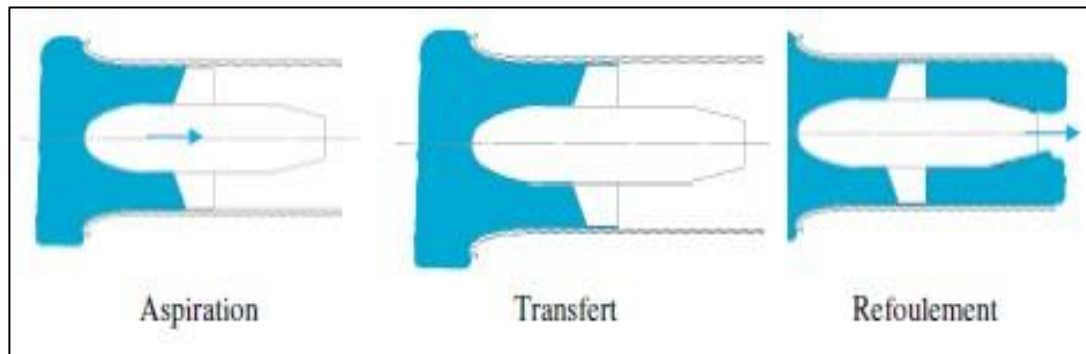


Figure II.23: Pompe hélices

2.20 Les pompes centrifuges :

Une pompe centrifuge est un appareil rotatif qui assure le pompage d'un liquide en le contraignant à travers une roue à aubes ou une hélice, également appelée impulseur (souvent désignée de manière incorrecte comme turbine).

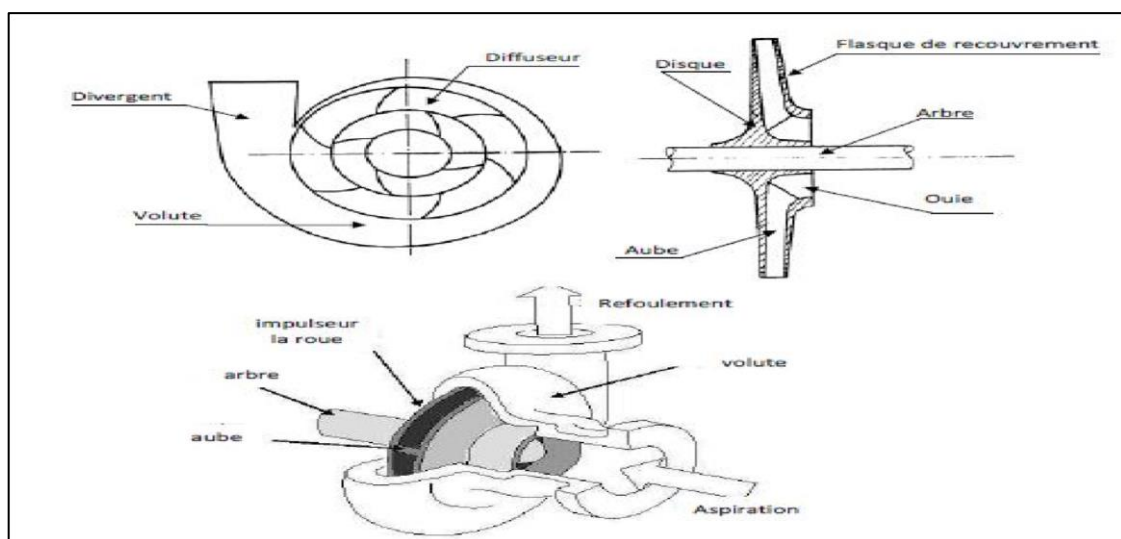


Figure II.24: Schéma d'une pompe centrifuge

3 Utilisation :

Dans l'industrie, les pompes centrifuges sont privilégiées en raison de leur vaste domaine d'application, de leur simplicité et de leur coût modeste. Cependant, il y a certaines applications pour lesquelles elles ne sont pas adaptées, comme :

- Utilisation de liquides visqueux, la pompe centrifuge nécessaire serait énorme par rapport aux débits possibles.
- Utilisation de liquides "susceptibles" c'est-à-dire ne supportant pas la très forte agitation dans la pompe (liquides alimentaires tel que le lait).
- Utilisation comme pompe doseuse ; la nécessité de réaliser des dosages précis instantanés.

3.1 Principe de fonctionnement d'une pompe centrifuge :

Dans sa configuration la plus basique, une pompe centrifuge se compose d'une roue dotée d'ailettes radiales qui tournent au sein d'un carter de pompe. Son mode d'opération consiste à exploiter la force centrifuge générée par la rotation de la roue pour transférer l'énergie au liquide pompé. Le fluide aspiré par la pompe est dirigé vers le centre de l'impulseur (rotor) en rotation d'où il sera projeté radicalement vers l'extérieur grâce à la force centrifuge. Cette vitesse est par la suite transformée en pression au niveau du diffuseur.

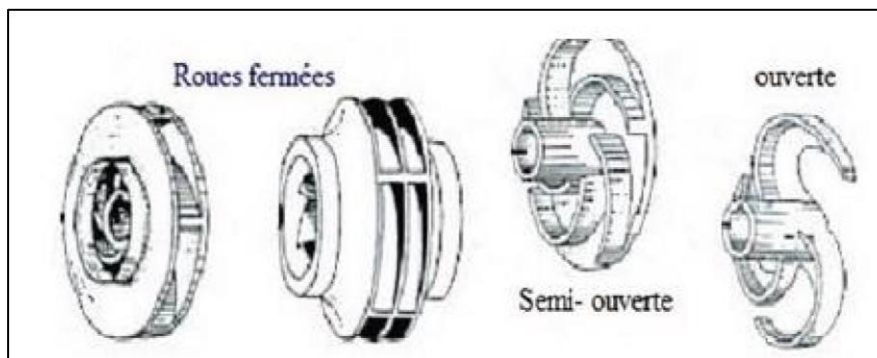


Figure II.25: Types de roue

3.2 Caractéristiques d'une pompe centrifuge :

3.2.1 Les courbes rassemblées par le constructeur :

Les constructeurs vendent leurs pompes avec un catalogue, dans lequel on trouve les courbes caractéristiques de la pompe; dans le même graphe on trouve les courbes suivant : $\eta_g = F(Q_v)$. $H = F(Q_v)$

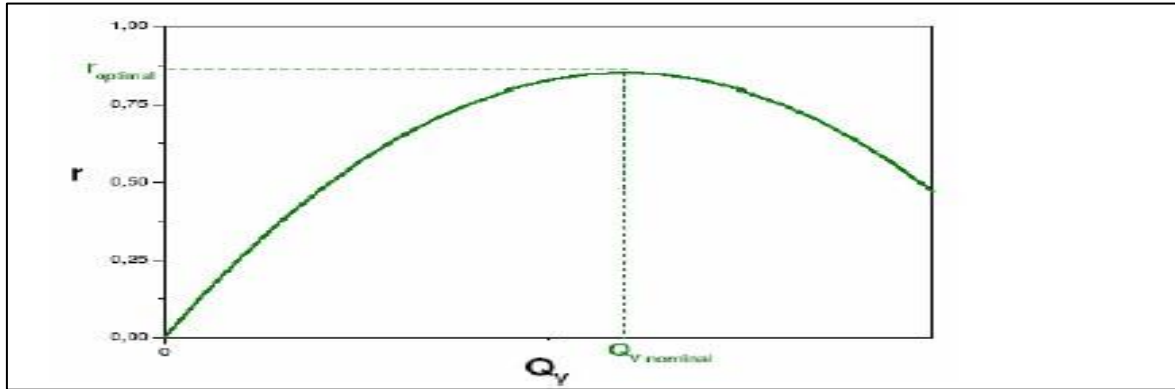


Figure II.26: Rendement en fonction du débit d'une pompe

$$P = F(Q_v).$$

$$NPSH \text{ requis} = F(Q_v).$$

H : hauteur manométrique d'une pompe.
 η_g : rendement globale de la pompe.
 P : puissance absorbée de la pompe.
 Q_v : débit volumique de la pompe.
 $NPSH \text{ requis}$: charge nette absolue à l'aspiration.

3.2.2 Principales caractéristiques d'une pompe :

➤ Puissance :

Puissance utile (P_u) : travail réalisé par la pompe :

$$P_u = \rho \cdot g \cdot Q_v \cdot [W] \quad (1)$$

Avec :

ρ : la masse volumique de fluide $[Kg/m^3]$. g

: la gravité $[m/s^2 \text{ ou } N/Kg]$.

Q : débit volumique $[m^3/s]$.

HMT : hauteur manométrique d'une pompe $[m]$.

Puissance absorbée (P_a) : fournie sur l'axe de la pompe (moteur asynchrone, par exemple)

$$P_a = C \cdot \omega = C \cdot n \cdot 2\pi / 60 \text{ [W]} \quad (2)$$

Avec

C : couple moteur [N.m].

ω : vitesse de rotation [rad/s].

n : vitesse de rotation [tr/min].

➤ **Rendement (η) :**

Rendement globale de la pompe η_g :

$$\eta_g = P_u / P_a \quad (3)$$

➤ **NPSH requis** : dépend de la vitesse de la pompe ; elle est donnée par le constructeur [Pa].

➤ **Hauteur manométrique ou hauteur d'élévation d'une pompe (HMT) :**

Pour véhiculer un liquide d'un endroit à un autre, la pompe doit fournir une certaine pression appelée hauteur manométrique totale, cela dépend des conditions d'aspiration et de refoulement (augmentation de pression que la pompe peut communiquer au fluide). La grandeur HMT représente la hauteur de liquide qui pourra être obtenue dans la tuyauterie de refoulement par rapport au niveau du liquide à l'aspiration. Si on considère que pas est la pression lue (en bar absolu) à l'aspiration de la pompe et pour celle au refoulement, la HMT de la pompe est de manière simplifiée définie par :

$$HMT = (p_r - p_a) / \rho g \text{ [m]} \quad (4)$$

Avec :

p_a : pression d'aspiration [Pa].

p_r : pression de refoulement [Pa].

➤ **Fréquence de rotation :**

Exprimée en tr/min, elle correspond à la vitesse normale d'utilisation pour une pompe chargée continuellement.

La fréquence maximale correspond à la vitesse à ne pas dépasser.

En dessous de la fréquence minimale, la pompe risque de ne pas s'amorcer.

3.2.3 Point de fonctionnement :

Le point de fonctionnement de la pompe est déterminé par l'intersection entre la courbe caractéristique de l'installation hydraulique et la courbe des HMT en relation avec les débits de la pompe.

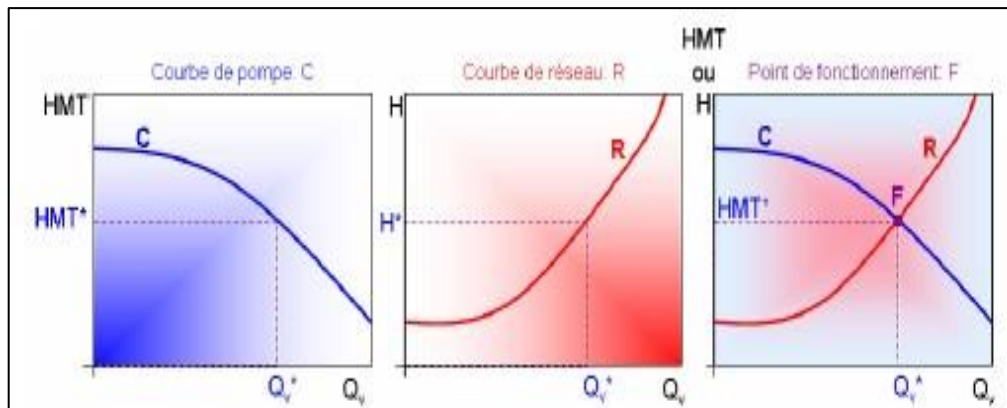


Figure II.27: Point de fonctionnement d'une pompe

4 Situation comparée des pompes centrifuges, hélico-centrifuges et hélices :

Aucune norme établie ne détermine explicitement la frontière entre les pompes centrifuges et les pompes hélico-centrifuges. Nous transitionnons constamment d'un type de pompe à un autre, en traversant une zone indéterminée où les deux méthodes de dessin sont envisageables. Il existe aussi un domaine indistinct qui ressemble à la frontière délimitant les pompes hélico-centrifuges et les pompes à hélices. Nous découvrirons que ces champs respectifs peuvent être délimités, ou restreints, en employant le paramètre N_s qui est la vitesse spécifique de la pompe, et nous adopterons la convention suivante :

- Les pompes hélices correspondent au domaine $N_s > 135$.
- Les pompes centrifuges correspondent au domaine $N_s < 60$.
- Les pompes hélico-centrifuges correspondent au domaine intermédiaire $60 \leq N_s \leq 135$. [15]

5 Conclusion :

Les pompes sont des dispositifs qui assurent le transport d'un fluide en se servant d'une quantité déterminée d'énergie fournie par un moteur électrique. Le choix de leurs dimensions repose sur leurs caractéristiques de débit et de pression.

Chapitre 03 :

Vibration dans les systèmes pompage- Effets des coups de bélier et rôles des accumulateurs

Chapitre 3 : vibration dans les systèmes pompage- Effets des coups de bélier et rôles

1 Introduction

Les coups de bélier, ou water hammer en anglais, désignent les chocs qui se produisent dans les conduites lors de certaines étapes des opérations.

Une onde de pression, appelée coup de bélier, se forme suite à un déplacement soudain de liquide et se diffuse le long d'un tuyau. Cette onde engendre localement une surpression, des bruits intenses, ainsi que des déplacements de la canalisation qui peuvent aboutir à des ruptures. [17].

Les raisons peuvent être diverses, mais on peut les regrouper en deux catégories :

1. **Les chocs hydrauliques d'origine mécanique** : ils surviennent lorsqu'un flux de liquide dans un système de tuyauterie est soudainement ralenti, par exemple à cause de la fermeture rapide d'une vanne principale ou de l'arrêt d'une pompe. [18]
2. **Les coups de bélier d'origine thermique** : ils apparaissent lors de la mise en contact d'un liquide froid avec un gaz ou une vapeur capable de se condenser rapidement dans le liquide. La disparition du volume gazeux provoque une aspiration brutale du liquide qui est ainsi violemment mis en mouvement et brutalement stoppé par une paroi, un coude ou tout autre obstacle. [18]

Le premier type a été abondamment recherché et modélisé, ce qui permet de le prévoir et donc de l'éviter grâce à une conception appropriée de l'installation. Le deuxième type est généralement caractérisé par un aspect aléatoire et sa résolution implique souvent une démarche expérimentale.

2 Coups de bélier d'origine mécanique ; Arrêt d'une pompe

Lors de l'arrêt d'une pompe la masse de liquide dans la tuyauterie de refoulement ne s'arrête pas instantanément, en raison de l'énergie cinétique acquise. Il se crée un vide à l'arrière de la colonne de liquide. Le vide créé peut même provoquer la vaporisation du liquide créant un volume gazeux à l'arrière de la colonne de liquide. Lorsque la colonne de liquide s'est enfin arrêtée, le vide provoque un rappel du liquide dans le sens inverse. Celui-ci vient buter sur le clapet de refoulement de la pompe. L'énergie de la colonne de liquide est ainsi dissipée en un choc violent. [17]

Chapitre 3 : vibration dans les systèmes pompage- Effets des coups de bélier et rôles

2.1 Démarrage d'une pompe

Au moment de l'activation d'une pompe, la colonne de fluide dans les conduites, tant à l'entrée qu'à la sortie, doit être propulsée à une vitesse maximale. Par conséquent, cela nécessite un surplus de pression qui est généralement supérieur à l'ordre de grandeur de la contre-pression. Cela dépend de la masse à accélérer, de la vitesse maximale à réaliser et du retard dans l'atteinte de la vitesse normale de fonctionnement de la pompe. [17]

2.2 Fermeture d'une vanne de sectionnement

Initialement, le fluide se déplace à une vitesse stable dans les tuyaux. Une valve est brusquement fermée à l'issue du tuyau, stoppant sur-le-champ le fluide aux alentours. L'augmentation de la pression en amont de la vanne est provoquée par l'accumulation de liquide, due à son inertie, combinée à sa faible compressibilité. L'accumulation progressive de liquide génère une onde de pression qui se propage dans les tuyaux à une vitesse pouvant atteindre 1000 m/sec. Si un réservoir est placé en amont, l'augmentation de pression dans le tuyau va provoquer un courant inverse qui générera une nouvelle onde de pression, cette fois négative, en amont de la vanne toujours fermée. [17]

2.3 Accumulation de condensats de vapeur

Une vapeur transférée dans un état proche de ses conditions de condensation, peut produire des condensats liquides le long des tuyauteries. Celles-ci doivent normalement être installées en respectant une pente permettant l'écoulement et l'évacuation du liquide. Cependant, un défaut de supportage, des accidents de tuyauterie mal conçus ou mal installés peuvent parfois permettre l'accumulation de ces condensats. La vitesse du gaz peut alors former des vagues et des bouchons liquides qui sont alors entraînés dans la tuyauterie à la vitesse du gaz. Ces bouchons liquides vont venir s'écraser contre la paroi de la tuyauterie dans un coude ou un té, libérant son énergie cinétique sous forme de mouvements de la tuyauterie. [17]

2.4 Conséquences de la fermeture d'une vanne

Le liquide s'écoulant dans une tuyauterie avec une certaine vitesse possède une certaine énergie cinétique. Lors de la fermeture brutale d'une vanne, le liquide tend à poursuivre son

Chapitre 3 : vibration dans les systèmes pompage- Effets des coups de bélier et rôles

mouvement d'écoulement sous l'effet de son inertie. La sortie du liquide étant impossible, le liquide tend à s'accumuler en amont de la vanne fermée. Le volume disponible de la tuyauterie étant fixe, la pression augmente en amont de la vanne. Cette augmentation de pression n'est pas instantanée tout au long de la tuyauterie. Elle est concentrée d'abord près de la vanne, mais concerne une longueur de tuyauterie de plus en plus grande avec l'accumulation de liquide. Un front de surpression progresse ainsi vers l'amont jusqu'à l'origine de l'écoulement. Par la suite, le liquide accumulé dans la tuyauterie et ayant atteint une pression supérieure à la pression d'équilibre s'écoule en sens inverse. Cet écoulement inverse provoque une dépression en amont de la vanne toujours fermée, qui sera le moteur d'un nouveau flux de liquide vers la vanne. Un processus oscillatoire se met en place avec une alternance de surpressions et de dépressions en amont de la vanne fermée. [17]

2.5 Déroulement d'un coup de bélier suite à la fermeture d'une vanne

Dans son état initial un liquide est en écoulement dans une tuyauterie. La pression est sensiblement constante (la perte de charge est ici négligée).



Figure III.1 : Principe de l'écoulement gravitaire dans une conduite

La vanne en bout de la tuyauterie est fermée rapidement. Le liquide en écoulement, ayant une certaine vitesse, possède une énergie cinétique qui le propulse vers l'extrémité obturée de la tuyauterie. Le liquide étant peu compressible et la tuyauterie étant peu élastique, la pression augmente rapidement dans le tronçon de tuyauterie recevant cet excès de volume. Un front de pression se forme, se déplaçant vers l'amont à une vitesse qui dépend de l'énergie cinétique du liquide, et des propriétés mécaniques du liquide et de la tuyauterie.

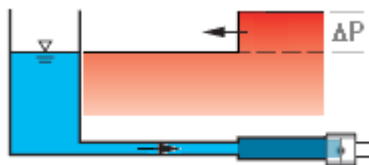


Figure III.2 : Effet d'une surpression amont sur le débit d'un écoulement en conduite

Chapitre 3 : vibration dans les systèmes pompage- Effets des coups de bélier et rôles

Lorsque le front de pression atteint l'origine de la tuyauterie, à l'endroit où la vitesse du fluide est nulle, il cesse de progresser

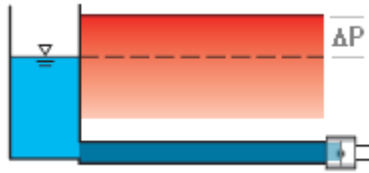


Figure III.3 : Système de surpression par gaz ou fluide comprimé dans un réservoir fermé

Le liquide accumulé dans la tuyauterie, à une pression supérieure, commence à refluer vers l'amont. Un nouveau front de pression apparaît, se déplaçant vers l'aval.

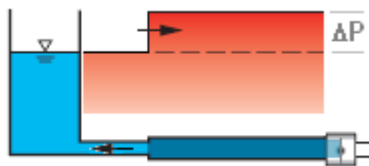


Figure III.4 : Écoulement gravitaire libre sans surpression

Après l'évacuation de la totalité de l'excès de liquide, la tuyauterie retrouve sa pression d'équilibre avec le réseau d'alimentation. Cependant le liquide en mouvement a acquis une énergie cinétique qui maintient le mouvement de reflux.

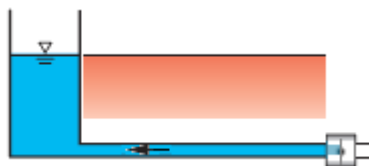


Figure III.5 : Système de propulsion à eau dans un tube à réaction

Chapitre 3 : vibration dans les systèmes pompage- Effets des coups de bélier et rôles

Le mouvement de reflux continuant grâce à l'énergie cinétique acquise, un front de dépression se développe en arrière de l'écoulement de liquide.

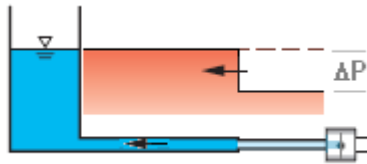


Figure III.6 : Illustration de l'effet Venturi dans un conduit avec dépression"

Lorsque l'écoulement cesse, la tuyauterie est à une pression inférieure à celle du réseau qui l'alimente. Elle peut donc être de nouveau remplie de liquide

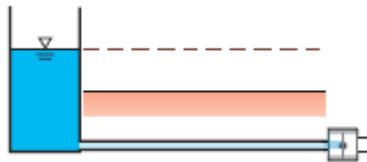


Figure III.7 : Équilibrage des pressions dans un système à double conduite

Le remplissage de la tuyauterie s'accompagne d'un rétablissement de la pression d'équilibre avec le réseau qui l'alimente. Un front de pression apparaît, se déplaçant vers l'aval.

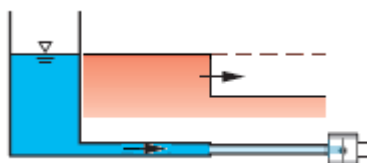


Figure III.8 : Déplacement d'un piston par surpression dans un système hydraulique

Bien que la pression de la tuyauterie ait atteint un état d'équilibre avec le réseau qui l'alimente, le liquide continue son mouvement sous l'effet de l'énergie cinétique acquise. Le système se retrouve dans la même situation qu'immédiatement après la fermeture de la vanne. Ce cycle peut ainsi être reproduit à l'infini.

2.6 Pression maximale

Un changement soudain de la vitesse du fluide dans un tuyau provoque une variation rapide de pression. Par exemple, un arrêt brusque d'une valve peut entraîner une montée soudaine de pression qui risque de dépasser le seuil tolérable pour certains composants du réseau de canalisations.

Le pic de pression atteint est tributaire du type de fluide, de sa vitesse initiale avant toute perturbation et des spécificités du système de tuyauterie. On peut la déterminer à l'aide de l'équation de Joukowsky. Elle utilise la rapidité de déplacement de l'onde de pression à travers le fluide et les conduits. Dans le milieu fluide, sa valeur est identique à celle de la vitesse du son dans ce dernier.

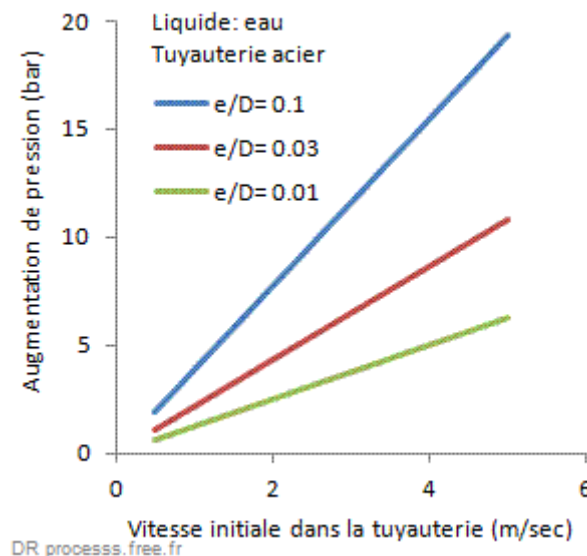


Figure III.9 : Évolution de la perte de charge en fonction de la vitesse et de la rugosité relatif

2.7 Effet de la rigidité de la tuyauterie

La tuyauterie en tant que telle a une grande importance dans cette diffusion. La flexibilité de la paroi joue un rôle dans l'ajustement de la vitesse de propagation de l'onde. Plus la tuyauterie sera souple, plus la diffusion sera lente. L'équation de Korteweg permet de déterminer la vitesse de propagation de l'onde, en prenant en compte les modules d'élasticité du fluide et du matériau dont est faite la paroi du tuyau, le diamètre du tuyau ainsi que l'épaisseur de sa paroi. Plus le matériau a un module d'élasticité élevé, c'est-à-dire qu'il est

Chapitre 3 : vibration dans les systèmes pompage- Effets des coups de bélier et rôles

moins flexible, plus la tuyauterie se montre rigide. La rigidité de la tuyauterie s'accroît avec une diminution du diamètre et une augmentation de l'épaisseur.

Tab III.1 Module d'élasticité des liquides

[GPa, 10^9N/m^2]	
Acétone	0,92
Tétra chlorure de carbone	1,32
Alcool éthylique	1,06
Essence	1,3
Glycérine	4,35
Mercure	28,5
Huile de paraffine	1,66
Huile lubrifiante	1,5
Eau de mer	2,34
Eau douce	2,15

Tab III.2 Module d'élasticité

	[GPa]	C [m/sec]
Acier	200	1000 - 1300
Cuivre	100	800 - 1300
Fonte	150	900 - 1300
Verre	70	700 - 1200
Béton	20 – 50	500 - 1000
Polyéthylène	0,2 - 0,7	70 - 200
PVC	3	150 - 500
Polyamide	0,9 - 1,2	100 - 300

pour liquide= eau et $D/e=10 - 100$

Prévention des coups de bélier, La surpression générée par l'interruption du débit dépend de la vitesse initiale du fluide et de la vitesse de décroissance. Volant d'inertie sur la pompe qui augmente les temps de démarrage et d'arrêt.

2.8 Vitesse de fermeture du clapet anti-retour

Au refoulement d'une pompe, suite à son arrêt, une fermeture rapide du clapet anti-retour empêchera le mouvement inverse du liquide ; une fermeture lente limitera le développement d'une surpression si le retour inverse du liquide est inévitable. Le choix entre ces deux options sera fonction de la configuration du système. [19]

Chapitre 3 : vibration dans les systèmes pompage- Effets des coups de bélier et rôles

2.9 Contrôle de la vitesse de manœuvre des vannes

La décroissance du débit peut être ralentie en ralentissant la manœuvre de la vanne. La relation de Michaud permet d'en évaluer l'effet. Cette relation suppose une décroissance linéaire de la vitesse. Cependant l'évolution du débit en fonction du mouvement de la vanne n'est généralement pas linéaire. Par exemple la fermeture d'une vanne papillon fait passer le débit de 90 à 10% pour une ouverture de 65 à 15%. La diminution de débit est donc environ deux fois plus rapide (de 9 à 1) que le mouvement lui-même (de 4,3 à 1). Protections contre la surpression. [19]

2.10 Accumulateur

C'est un ballon dont la partie inférieure contient du liquide et la partie supérieure est remplie d'un gaz éventuellement isolé du liquide par une membrane. En cas de dépression dans la tuyauterie, le liquide de l'accumulateur s'écoule tandis qu'en cas de surpression le ballon se remplit.

2.11 Chambre ou cheminée d'équilibre

Récipients ouverts à l'atmosphère et disposés en hauteur.

2.12 Réservoir d'alimentation

Un réservoir est disposé en hauteur et relié à la tuyauterie à protéger au travers d'une vanne. Celle-ci ne s'ouvre que si la pression dans la tuyauterie chute. Le réservoir est rempli par un by-pass de la vanne d'isolement.

2.13 Entrée d'air par ventouse

Lorsqu'une dépression se produit la ventouse permet l'entrée d'air extérieur pour empêcher le collapse de la tuyauterie. La ventouse peut aussi jouer le rôle purgeur pour évacuer une poche d'air.

2.14 Soupape de décharge

Elle dérive le liquide hors de la conduite principale en cas de surpression.

Coups de Bélier d'origine thermique

Chapitre 3 : vibration dans les systèmes pompage- Effets des coups de bélier et rôles

Mise en présence de liquide froid et d'une vapeur condensable

Si, par la configuration des tuyauteries, une vapeur condensable est mise en présence de liquide froid (dans lequel la vapeur peut se condenser) une soudaine condensation de la vapeur provoquera une dépression brutale qui provoquera dans la tuyauterie un déplacement de liquide avec une vitesse importante. Ce déplacement est source d'énergie cinétique, de déplacements de tuyauteries. Pour éviter cela, il faut veiller à ce que la tuyauterie soit en toute circonstances pleines de liquide et empêcher la vapeur d'y pénétrer. Ce phénomène assez fréquent dans les réseaux de vapeur et de condensats, peut également se rencontrer dans des circuits procédés tels que l'alimentation d'une colonne de distillation. Il ne peut se produire que dans des éléments de tuyauterie proches de l'horizontale. Il passe par la formation d'une poche de vapeur. Ceci-ci n'est pas possible dans une tuyauterie verticale, la gravité permettant de maintenir parfaitement séparés liquide et vapeur. La formation d'une poche de vapeur semble n'être possible que pour des inclinaisons inférieures à 4%.

3 Vibration :

3.1 Définitions

La vibration est un processus dynamique, c'est-à-dire qu'elle se caractérise par le mouvement. L'examen des mouvements cycliques, spécifiquement du mouvement oscillatoire, mène à la caractérisation de la vibration. [20]

3.2 Mouvement périodique et période

Au milieu des diverses actions mécaniques qui se déroulent autour de vous, il y a fréquemment des mouvements qui se reproduisent. Considérez le rythme de votre cœur, le balancement d'une balançoire, la rotation des pales d'un ventilateur de plafond ou même le mouvement réciproque des pistons dans un moteur à combustion. Tous ces gestes partagent un point en commun : la répétition d'un cycle identique de mouvements. Un cycle est une série ininterrompente d'activités ou de phénomènes qui se répètent toujours dans le même arrangement. Considérez, par exemple, le cycle à quatre temps d'un moteur à combustion. Un cycle intégral inclut quatre phases (entrée, compression, détonation, échappement) qui s'effectuent systématiquement dans la même séquence.

Chapitre 3 : vibration dans les systèmes pompage- Effets des coups de bélier et rôles

On définit un mouvement périodique comme un mouvement qui se répète de manière identique à chaque cycle. On désigne sous le terme de période la durée d'un cycle. [21].

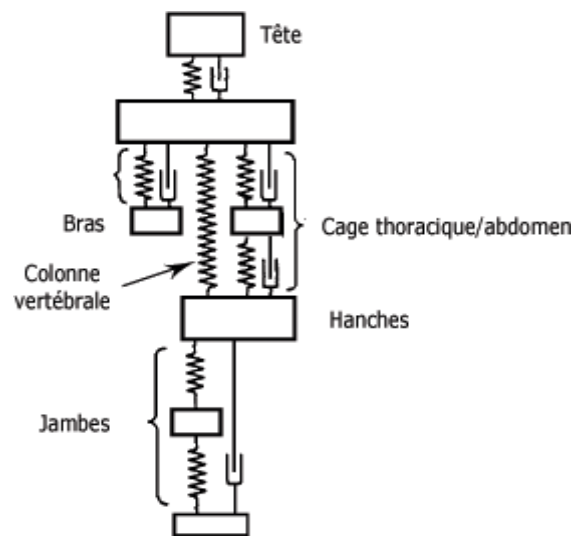
3.3 *Mouvement oscillatoire et vibration*

Dans le domaine de la mécanique, un mouvement périodique particulièrement captivant est celui d'un objet qui se déplace loin de sa position d'équilibre, puis y revient en effectuant un mouvement oscillatoire autour de cette position.

On appelle ce genre de mouvement périodique une oscillation ou un mouvement oscillatoire. Des exemples de mouvements oscillatoires incluent les vibrations d'une masse connectée à un ressort, le mouvement pendulaire ou les oscillations d'un instrument à cordes [22]. On définit la vibration comme le phénomène dynamique caractérisant un objet effectuant un mouvement oscillatoire. L'élément concerné pourrait être un appareil ou l'un de ses éléments, dont l'état d'équilibre est généralement identifié comme la position de repos. Il est nécessaire de présenter les caractéristiques essentielles de la vibration. L'apprentissage de l'outil « vibration » nécessite une connaissance des principes fondamentaux de la vibration et du lexique associé [23].

3.4 *Vibrations d'un système "masse-ressort"*

Tout appareil mécanique, y compris les machines industrielles les plus sophistiquées, peut être modélisé par un ou plusieurs systèmes composés d'un amortisseur, d'une masse et d'un ressort. Surnommé fréquemment « magnifique machine », le corps humain est décomposé à la figure ci-après en divers sous-systèmes « masse-ressort-amortisseur » qui symbolisent la tête, les épaules, le thorax, etc. [24]



III.10 : Système mécanique complexe :

L'impact des vibrations sur l'homme n'est pas couvert par ce guide. En revanche, saisir le phénomène vibratoire lié au système « masse-ressort » représente une introduction de qualité. Pour quelle raison ? Car c'est le système mécanique le plus élémentaire qui existe. Vous serez formé à le caractériser en termes d'amplitude, de fréquence et de phase.

3.5 *Mouvement sinusoïdal*

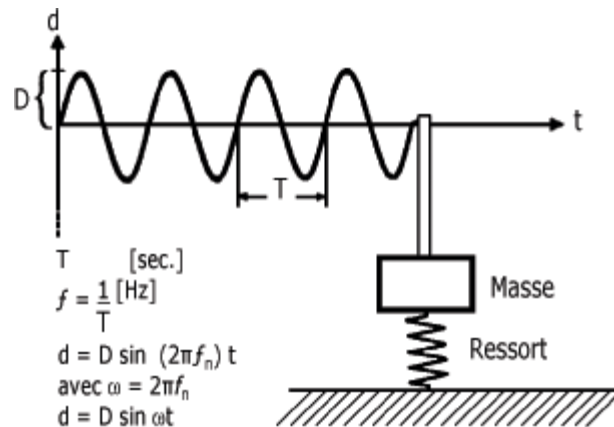
En théorie, si une masse attachée à un ressort est mise en mouvement, la masse effectuera des oscillations - un mouvement de balancement autour de sa position d'équilibre stable (masse au repos) - sans jamais se fixer.

Afin de vous permettre de visualiser plus aisément le mouvement de cette masse au fil du temps, pensez à un mécanisme simple tel que celui illustré ci-dessous. C'est une bande de papier qui défile à une vitesse constante dans une direction orthogonale au déplacement de la masse. Une plume fixée à la masse en déplacement dessine sur le papier un tracé ondulé de forme constante.

La figure ci-dessous illustre fidèlement une courbe sinusoïdale. C'est pourquoi on définit le mouvement sinusoïdal comme un mouvement oscillatoire caractérisé par un système « masse-ressort ». Le mouvement harmonique simple, également connu sous le nom d'oscillation sinusoïdale, est aussi appelé oscillation harmonique. On peut la caractériser en termes d'amplitude et de fréquence. [25]

3.6 Amplitude et fréquence

Consultez la figure ci-dessous et notez l'axe t (temps) qui illustre la ligne que la plume dessinerait si la masse restait fixe. En ce qui concerne l'axe d (déplacement), il indique la position de la masse à un instant précis.



III.11 : Description de la courbe sinusoïdale :

Pour un mouvement sinusoïdal, la position de la masse varie avec le temps selon l'équation

$d = D \sin(2\pi f t)$, où **D** correspond à l'**amplitude** maximale de la vibration du système « masse-ressort ». Dans ce contexte, l'amplitude se réfère au mouvement maximal, généralement connu sous le nom de déplacement de pointe ou de déplacement crête à crête de la masse oscillante par rapport à l'axe t .

T , qui correspond au temps nécessaire à la plume pour accomplir un cycle complet, est l'élément illustratif de la période d'oscillation. On désigne par fréquence (f) le nombre de cycles complets exécutés en une seconde. L'unité de mesure de fréquence est le hertz (Hz), qui équivaut à un cycle par seconde. On se sert également de l'unité CPM (Cycles Par Minute) qui correspond tout simplement à 60 multiplié par le Hz.

Dans un système « masse-ressort » avec une période de 0,5 seconde, deux oscillations se produisent en une seconde, ce qui signifie que la fréquence de ce système est de 2 Hz. Si on désigne par T la durée d'une période en secondes et par f la fréquence en hertz, la formule suivante se dégage : fréquence = $1/\text{période}$ ou $f = 1/T$.

Il est important de noter que cette relation entre la fréquence et la période ne concerne que le mouvement sinusoïdal [26] [27].

3.7 Phase et déphasage

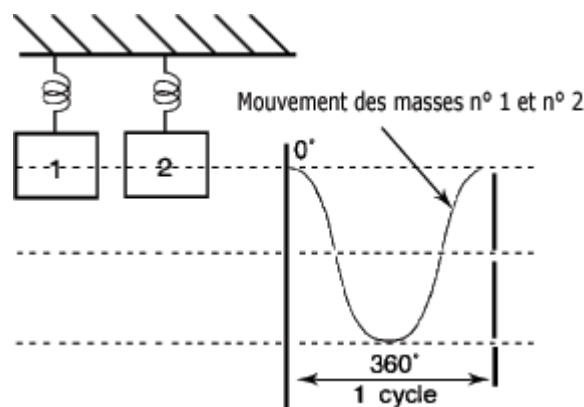
La phase en vibration peut être résumée par l'expression « comment ça bouge », en trois mots. La phase représente la localisation d'un élément en vibration à un instant précis, en relation avec un point fixe ou un autre élément également en vibration. Dans la pratique, l'évaluation de la phase constitue une méthode facile pour mettre en parallèle un mouvement vibratoire avec un autre, soit pour établir comment une pièce vibre ou « se déplace » par rapport à une autre [28].

La phase est généralement exprimée en degrés, où un cycle complet de vibration correspond à 360° .

Visualisez deux masses qui oscillent avec la même amplitude et fréquence. Est-il possible qu'il y ait une distinction entre ces deux types de vibrations ? Effectivement, c'est le cas.

L'illustration ci-dessous présente deux masses identiques, chacune accrochée à un ressort. Elles ont été déplacées de leur état d'équilibre dans la même direction et sur une distance identique dans les deux situations. Il suffit de les libérer simultanément pour générer deux vibrations harmoniques d'amplitude et de fréquence identiques.

Comme on peut le constater, il n'y a pas de différences apparentes entre les deux. On qualifie ces masses de vibrer en phase. [29].

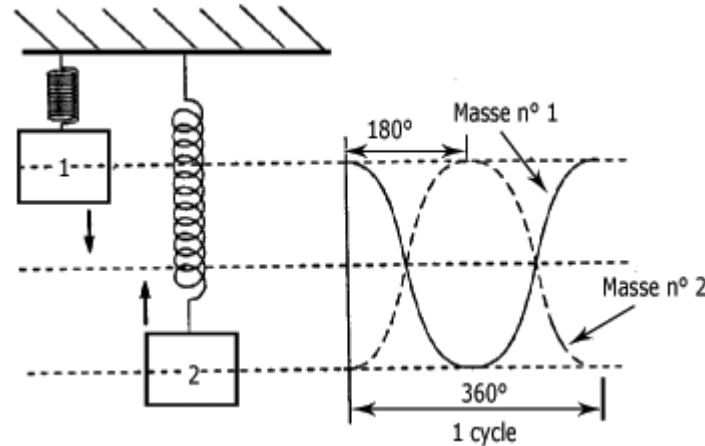


III.12 : Masses vibrant en phase :

Que se passe-t-il si les masses sont libérées à des moments distincts ? Les vibrations sont retardées dans le temps. On désigne ce phénomène par le terme de déphasage. Un décalage de phase nul indique que les vibrations sont synchronisées ou partagent la même phase. Un décalage de phase de 180° indique que les vibrations sont en opposition de phase, c'est-à-dire

Chapitre 3 : vibration dans les systèmes pompage- Effets des coups de bélier et rôles

à 180° hors-phase. Un exemple de ce cas est illustré dans la figure ci-dessous où les masses ont été déplacées sur une distance identique, mais à l'envers.



III.13 : Masses vibrant à 180° hors-phase :

L'analyse de phase présente un intérêt considérable dans le secteur de l'examen des vibrations pour la surveillance des machines. Avant de continuer votre apprentissage, il est primordial que vous saissiez bien le concept de phase.

3.8 *Fréquence naturelle*

Le mouvement vibratoire de tout système « masse-ressort » examiné jusqu'à présent est déterminé par le déplacement de la masse à partir de sa position d'équilibre. Une fois lancé, le système n'est plus soumis à aucune force extérieure. La masse fluctue librement et sans aucune restriction. Dans ce contexte, on définit la fréquence de vibration du système comme sa fréquence naturelle f_n .

La fréquence naturelle d'un système « masse-ressort » se réduit avec l'augmentation de la masse m et s'élève avec la constante de restitution k du ressort. La constante de rappel définit la fermeté du ressort. La vitesse de déplacement de la masse variera en fonction de la rigidité du ressort. Vous pouvez constater l'impact de l'ajout d'une masse sur la période d'oscillation du système dans le graphique ci-dessous. [30]

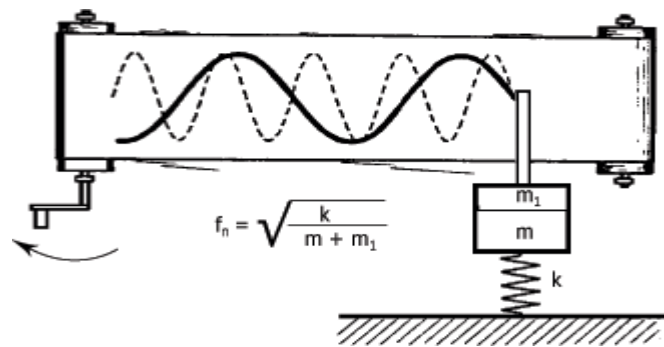


Figure III.14 : Relation entre f_n , m et k :

Un système simple tel qu'une masse, un objet ou un composant unique qui oscille dans une direction spécifique a une seule fréquence naturelle. Plusieurs éléments composent un système complexe tel qu'une voiture, une machine industrielle ou même le corps humain. Votre entraînement est basé sur des données jusqu'à octobre 2023. Pouvez-vous concevoir un dispositif mécanique qui vibre de manière intrinsèque, sans que jamais l'intensité du phénomène ne s'atténue avec le temps, en d'autres termes, que le mouvement se reproduise périodiquement sans déperdition d'énergie ? Oui, en effet. Vous êtes très imaginatif ! Continuez avec votre éducation, la machine à mouvement perpétuel n'a pas encore été trouvée...

3.9 Vibrations amorties

Dans les systèmes mécaniques concrets, le mouvement est constamment affecté par des forces de friction qui diminuent son énergie mécanique au fil du temps ; on désigne ce phénomène comme une vibration amortie. [31]

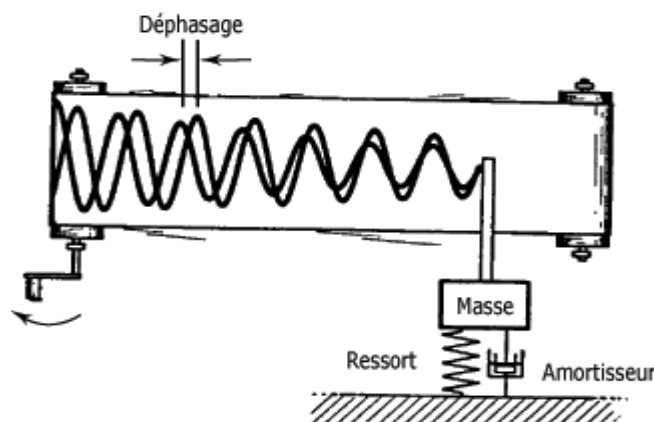


Figure III.15 : Système masse-ressort-amortisseur soumis à une excitation sinusoïdale

Chapitre 3 : vibration dans les systèmes pompage- Effets des coups de béliet et rôles

Comme l'illustre la figure ci-dessus, l'intégration d'un amortisseur au système « masse-ressort » entraîne une diminution de l'amplitude au fil du temps. La fréquence d'oscillation, nommée fréquence naturelle amortie, demeure stable et correspond à la fréquence naturelle. Un accroissement de l'amortissement entraîne une baisse légère de la fréquence naturelle amortie. On note également une légère désynchronisation entre les deux oscillations. [31]

3.10 Vibration forcée

Pour contrer la diminution d'énergie causée par les forces de friction, il est possible d'appliquer une force externe, ce qui génère une vibration forcée. Lorsque le système « masse-ressort-amortisseur » est soumis à une force sinusoïdale externe, il réagit en suivant la trajectoire de cette force. Autrement dit, la fréquence du système f_S coïncide avec celle de la force externe f_F .

Cela signifie que la durée du système T_S coïncide également avec celle de la force externe T_F . Cependant, il peut y avoir une différence d'amplitude et l'apparition d'un décalage de phase, comme l'indiquent les illustrations suivantes.

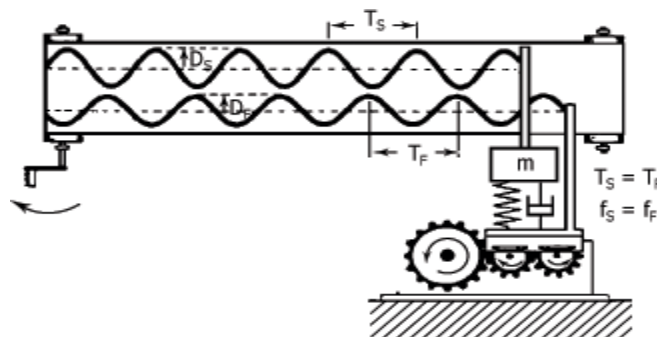


Figure III.16 : Système masse-ressort-amortisseur soumis à une excitation sinusoïdale

Si l'on hausse la fréquence d'une force extérieure, la fréquence du « système masse-ressort-amortisseur » s'élève également à la même valeur. Cependant, comme vous avez pu l'observer auparavant, l'amplitude et la phase peuvent différer.

Selon vous, quel phénomène risque de se produire si la fréquence de la force externe exercée sur le système atteint finalement la fréquence naturelle du système « masse-ressort-amortisseur » ?

Peut-être un indice ? Avez-vous déjà eu l'expérience de prendre place dans une voiture qui,

Chapitre 3 : vibration dans les systèmes pompage- Effets des coups de bélier et rôles

une fois qu'elle atteignait une certaine vitesse, se mettait à vibrer soudainement. Si tel est le cas, vous avez donc été confronté au phénomène de résonance. [32]

3.11 Résonance

L'illustration suivante démontre que l'intensité d'une vibration forcée DS atteint son apogée à une fréquence spécifique de la force exercée sur le système « masse-ressort-amortisseur ». On nomme cette fréquence la fréquence de résonance. En l'absence d'amortissement, l'amplitude se dirige vers l'infini à la fréquence de résonance f_0 (indiquée par une ligne en pointillé).

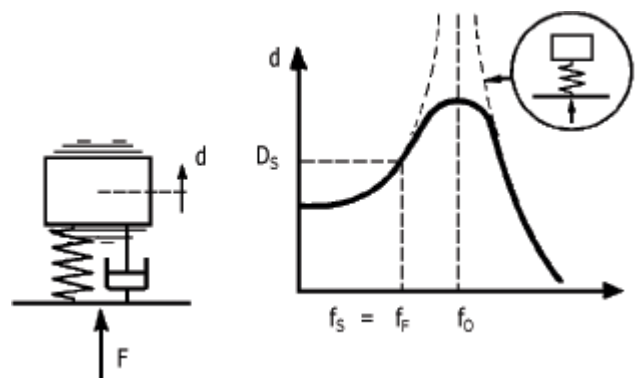


Figure III.17 : Phénomène de résonance

D'un point de vue physique, l'ampleur considérable des oscillations à la fréquence de résonance s'explique par le fait que le système capte de l'énergie dans les conditions les plus propices. Effectivement, lors de la résonance, l'application de force et la vibration sont synchronisées, ce qui entraîne un transfert maximal d'énergie vers le système. La résonance joue un rôle crucial dans une multitude de phénomènes divers. Elle engendre un effet bénéfique dans certaines situations - comme la résonance acoustique d'une salle - et un effet préjudiciable dans d'autres, tel que celui causé par un déséquilibre. Un déséquilibre dans une machine génère l'apparition d'une force périodique qui agit sur les paliers. La période de cette force peut correspondre à la période d'oscillation libre du support ou, par exemple, à la période d'oscillation du rotor (telle qu'une pompe ou un ventilateur). Il existe donc une résonance et les oscillations forcées peuvent atteindre un tel niveau qu'elles causent la destruction des paliers et entraînent une panne.

Les fabricants de machines industrielles et d'automobiles accordent une grande importance au phénomène de résonance. Pour augmenter le confort de leurs véhicules, les fabricants d'automobiles investissent massivement pour réduire les résonances. Les fabricants

Chapitre 3 : vibration dans les systèmes pompage- Effets des coups de bélier et rôles

d'équipements industriels prennent soin de prévenir les dangers de résonance en conditions normales d'exploitation grâce à une conception adéquate de leurs appareils. [33]

3.12 Vibrations d'une machine

Dans une machine industrielle, de nombreuses forces périodiques agissent les unes avec les autres. On dit qu'un signal vibratoire est complexe s'il présente plusieurs phénomènes dominants simultanément. Un désalignement grave peut entraîner une usure prématurée des roulements. Le signal de vibration capturé au niveau du palier renfermera des données pertinentes sur ces deux phénomènes.

3.13 Vibrations périodiques

Le mouvement vibratoire d'un appareil ou d'un élément de celui-ci n'est généralement pas un mouvement périodique simple, à l'instar de celui associé à la masse suspendue à un ressort (déjà analysé), à un pendule ou même à un diapason.

En revanche, on peut prouver mathématiquement (grâce au théorème de Fourier) que tout mouvement périodique, quelle que soit sa complexité, peut être décomposé en une série de mouvements sinusoïdaux possédant des périodes correspondant à T , $T/2$, $T/3$, $T/4$, et ainsi de suite. Autrement dit, les fréquences correspondantes seraient $f = 1/T$, $2f$, $3f$, $4f$, etc. La fréquence minimale est désignée comme la fréquence fondamentale. On désigne la vibration de fréquence fondamentale f comme le premier harmonique (également connu sous le nom d'harmonique de rang 1), tandis que les vibrations aux fréquences $2f$, $3f$, $4f$, etc., sont qualifiées de composantes harmoniques ou harmoniques supérieures (deuxième, troisième, quatrième, etc.).

La figure ci-dessous illustre (en ligne continue) un mouvement périodique. Il se répète régulièrement au fil du temps. Il est en réalité formé de deux éléments harmoniques - représentés par des pointillés - qui sont superposés. Il est possible d'observer que l'intensité du signal complexe au point A, illustrée par le segment AD, équivaut à la combinaison des intensités représentées par les segments AB et AC.

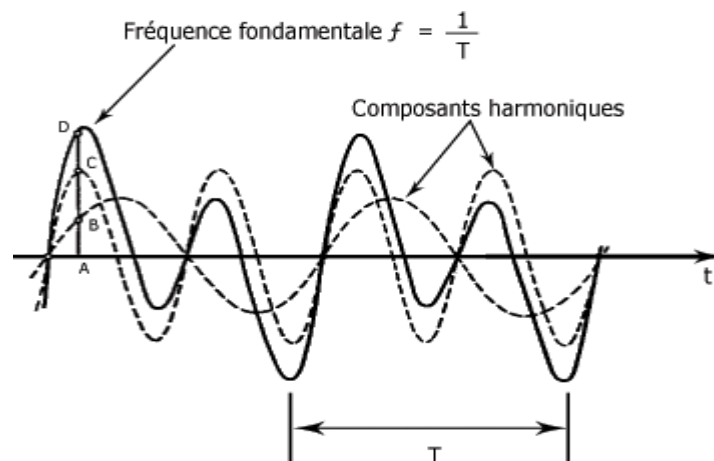


Figure III.18 : Composante fondamentale et harmonique d'un mouvement sinusoïdal :

L'analyse en fréquence est la décomposition de signaux vibratoires périodiques en leurs composantes sinusoïdales ou fréquentielles.

3.14 Analyse en fréquence

L'analyse fréquentielle est une méthode essentielle pour mesurer les vibrations et diagnostiquer les anomalies.

Un diagramme d'amplitude par rapport à la fréquence rend grandement l'identification des différentes composantes d'un signal de vibration périodique plus aisée. Chaque composant se manifeste sous la forme d'une ligne verticale dont l'altitude reflète leur amplitude respective. La fréquence est indiquée par la position de chaque ligne. On se réfère généralement à cette représentation comme étant le spectre de fréquence (voir la figure (c) ci-dessous). La figure ci-dessous illustre la relation entre le temps et la fréquence de manière graphique. Notez que le signal ne contient que deux éléments harmoniques (section (a) de la figure). Néanmoins, à partir de la seule visualisation du signal dans le domaine temporel (section (b) de la figure), il sera pratiquement irréalisable de séparer le signal en ses deux éléments d'origine.

C'est pour cette raison que l'illustration du signal dans le domaine fréquentiel (section (c) de la figure) est la plus fréquemment employée lors de l'analyse des vibrations.

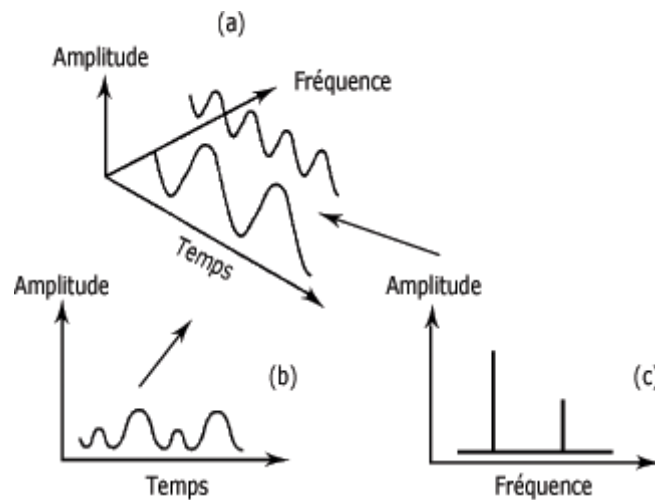


Figure III.19 : Relation temps-fréquence

Lors de l'examen des vibrations sur les équipements en rotation, il est peu fréquent de rencontrer un signal aussi élémentaire que celui illustré, comportant uniquement deux composantes. En réalité, on identifie plusieurs éléments de fréquence prépondérants associés aux mouvements essentiels de la machine.

L'exemple (simplifié) d'un spectre de fréquences illustrant distinctement les sources de vibrations suit dans l'illustration suivante :

- le déséquilibre (lié au déplacement d'un arbre rotatif) ;
- une anomalie dans un roulement (liée au déplacement des billes ou rouleaux) ;
- une fréquence d'engrènement (associée au mouvement des roues dentées).

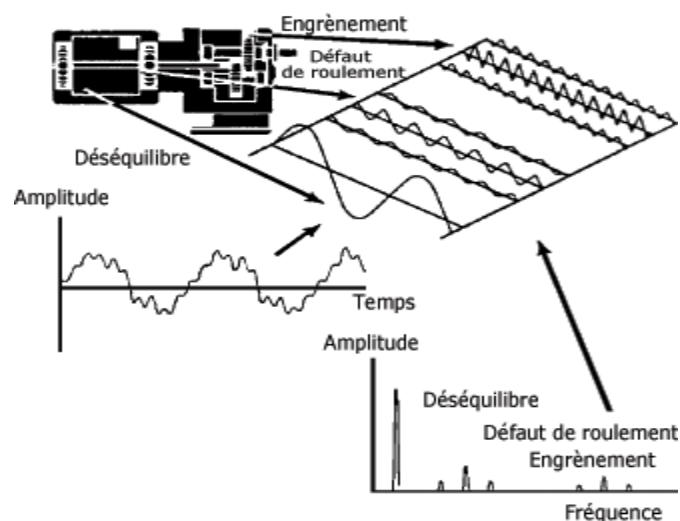


Figure III.20 : Vibration d'un équipement selon le temps et la fréquence

Chapitre 3 : vibration dans les systèmes pompage- Effets des coups de bélier et rôles

Chaque ligne dominante du spectre fréquentiel correspond à une composante harmonique du signal vibrant. L'assemblage de toutes ces composantes harmoniques dans le contexte temporel constitue le signal vibratoire tel qu'il est enregistré sur l'appareil. Ainsi, le domaine fréquentiel décrit de manière précise la vibration d'un appareil, et aucune donnée n'est perdue lors de la transformation du signal en termes de fréquences.

4 Les Accumulateurs Hydrauliques

4.1 *Introduction*

Depuis le commencement de l'ère industrielle, les méthodes de stockage d'énergie ont connu un développement majeur afin de répondre à divers besoins : minimiser l'impact d'une fluctuation de pression, garantir une réaction rapide en cas de panne d'équipement et assurer la protection des machines en les soutenant lors d'un arrêt soudain.

Ce chapitre se concentre spécifiquement sur l'un des dispositifs qui permettent de stocker de l'énergie pour la libérer par la suite dans le système hydraulique en réponse à une demande spécifique. [33]

4.2 *Généralités*

On peut caractériser l'accumulateur comme un réservoir d'énergie sous pression. Il confère une illusion de compressibilité à un liquide incompressible en stockant un volume variable de liquide sous la pression d'un gaz, pour le réinjecter par la suite dans le système hydraulique. L'objectif principal des accumulateurs hydrauliques est de stocker un volume déterminé de fluide sous pression et de le libérer pour soutenir l'action de la pompe. Ils offrent aussi la possibilité de [34] :

- Garder une pression stable dans le circuit durant les phases de transition ;
- Absorber les pics de pression ;
- Fournir un débit instantané avant l'intervention de la pompe.

On utilise aussi des accumulateurs pour solutionner certains problèmes :

- Les dilatations thermiques ;
- Le cumul de puissance ;
- L'amortissement des chocs lors des démarrages ou arrêts ;
- L'amortissement des pulsations.

Chapitre 3 : vibration dans les systèmes pompage- Effets des coups de bélier et rôles

4.3 *Principe de fonctionnement*

Les liquides ayant une très faible compressibilité, leur stockage énergétique est difficile. À l'inverse, les gaz sont très compressibles et peuvent emmagasiner de l'énergie dans un faible volume. L'accumulateur hydropneumatique associe ces deux propriétés.

4.3.1 **Fonctionnement de base**

Avant l'activation des pompes, la vessie est remplie d'azote à une pression P_{0P_0P0} . Quand la pression du fluide excède P_{0P_0P0} , le gaz se contracte à une pression P_{1P_1P1} , permettant à l'huile d'entrer dans l'accumulateur. Si la pression du système descend en dessous de celle du gaz, l'énergie est renvoyée.

Quand le coussin gazeux est complètement pressé, la pression du gaz et celle du liquide sont identiques. La vessie se rétablit progressivement à son volume de départ. Une valve à clapet empêche l'aspiration de la vessie vers l'aval, prévenant ainsi tout problème de fonctionnement.

4.3.2 **Positions typiques de fonctionnement de la vessie**

- **Position de repos** : la vessie contient uniquement le gaz à la pression de précharge.
- **Pression minimale de service** : la vessie est partiellement comprimée, libérant une partie de l'huile.
- **Pression maximale de service** : la vessie est fortement comprimée, correspondant à un volume d'huile maximal emmagasiné.

4.4 *Fonctions de l'accumulateur*

4.4.1 **Anti-bélier**

Absorbe l'énergie cinétique du fluide en cas de fermeture rapide ou variation brutale de pression.

4.4.2 **Compensation des dilatations thermiques**

Compense les fluctuations de volume liées aux modifications de température.

4.4.3 **Amortissement des chocs**

Réduit la fatigue des composants, améliore la sécurité et la durabilité des équipements.

Chapitre 3 : vibration dans les systèmes pompage- Effets des coups de bélier et rôles

4.4.4 Récupération et restitution d'énergie

Emmagasine l'énergie durant la descente d'une charge et la rend à un dispositif récepteur hydraulique (par exemple : portes de wagons).

4.4.5 Compensation des fuites

Maintient une pression stable malgré les fuites dans le circuit.

4.4.6 Amortissement des pulsations

Réduit les vibrations et bruits dus aux pulsations des pompes, protège les équipements.

4.4.7 Réserve d'énergie

Offre une puissance immédiate lors d'un pic de demande dans le système hydraulique.

4.5 Types d'accumulateurs

4.5.1 Accumulateur à diaphragme

- Composé de deux parties séparées par une membrane flexible (diaphragme) résistante aux pressions et réactions chimiques.
- Avantages : compact, léger, fiable, facile à transporter et à entretenir.
- Inconvénient : faible capacité de stockage, donc peu adapté aux grands volumes.

4.5.2 Accumulateur à piston

- Deux chambres séparées par un piston étanche.
- Avantages : grande capacité, bonne étanchéité, pas d'entretien requis, vidange rapide.
- Inconvénient : temps de réponse relativement long, sensible à la contamination, installation verticale recommandée.

4.5.3 Accumulateur à vessie (hydropneumatique)

- Composé d'une vessie séparant un compartiment d'azote et un compartiment de fluide.
- L'azote, préchargé à environ 60 % de la pression du système, permet le fonctionnement par compression/détente.

Chapitre 3 : vibration dans les systèmes pompage- Effets des coups de bélier et rôles

- Avantages : restitution rapide, fiable, très utilisé (ex : station de HadjretEnouss avec 3 accumulateurs à vessie).
- Équipements complémentaires : soupape à bille, vanne de drainage.

4.6 Installation des accumulateurs

4.6.1 Considérations de conception

a. Le type d'accumulateur

Le choix dépend :

- Du rôle de l'accumulateur dans le circuit ;
- Du volume de fluide à restituer ;
- Du temps de réponse requis.

b. La pression nominale du système

Correspond à la pression maximale tolérée sans défaillance, déterminée lors de l'arrêt de la pompe.

c. La pression minimale du système

Valeur en dessous de laquelle le système ne doit pas descendre. Elle détermine le volume minimum à stocker.

d. La pression de pré-charge

Essentielle pour la performance. Elle est déterminée pour la température maximale d'utilisation et doit être proche de la pression minimale requise.

5 Conclusion

L'examen des bibliographies concernant les accumulateurs a démontré l'existence de trois catégories majeures, chacune présentant des atouts particuliers (rapidité de réponse, capacité de stockage, résistance à la pression). Le choix d'un accumulateur doit donc reposer sur une analyse technique rigoureuse prenant en compte les contraintes du système hydraulique. Le bon dimensionnement et le choix du type d'accumulateur conditionnent la performance globale et la sécurité de l'installation.

Chapitre 04 :

Conception et Simulation

1 Introduction :

Les installations hydrauliques industrielles sont soumises à des conditions de fonctionnement sévères, caractérisées par des variations brusques de pression, des débits pulsés, et des ouvertures/fermetures fréquentes de vannes. Ces phénomènes, appelés coups de bélier ou pulsations hydrauliques, peuvent provoquer des dommages mécaniques, des arrêts intempestifs, et une usure accélérée des composants.

L'utilisation d'un accumulateur hydraulique permet de stabiliser la pression, d'amortir les chocs, et de réduire les vibrations dans le circuit. Ce chapitre présente la conception complète d'une installation hydraulique, avec et sans accumulateur, en s'appuyant sur des outils de modélisation 3D (SolidWorks) et de simulation numérique (ANSYS). Les résultats obtenus permettent une comparaison fine de la réponse dynamique du système, et une évaluation quantitative de l'efficacité de l'accumulateur.

2 Schéma Théorique de l'Installation

Le schéma théorique ci-dessous représente l'architecture du circuit hydraulique. On y distingue la pompe volumétrique, les vannes de contrôle, le réservoir principal, les capteurs de pression, ainsi que l'accumulateur placé en dérivation dans le circuit. Cette configuration permet de canaliser une partie du flux vers l'accumulateur lors des pics de pression, puis de le restituer de manière progressive.

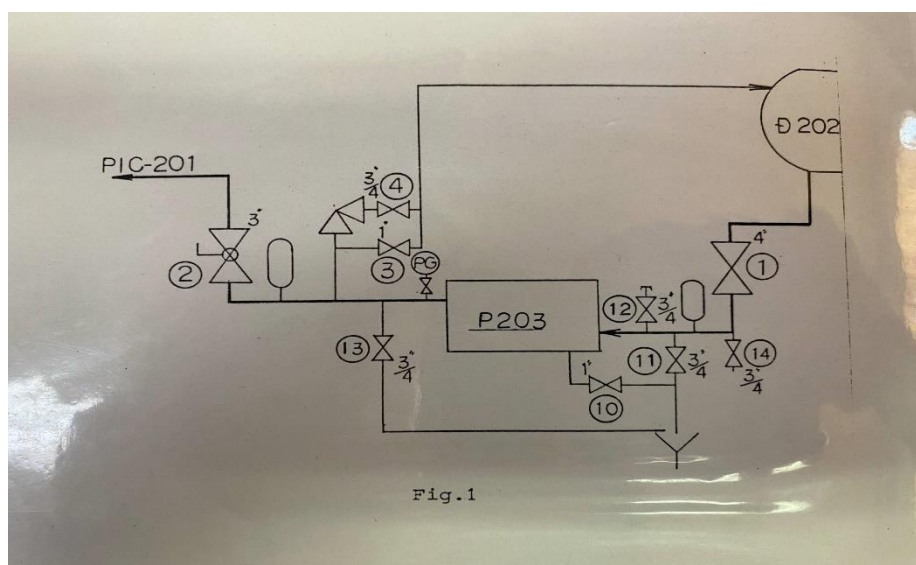


Figure IV.1 : Circuit hydraulique pressurisé

Chapitre 4 : Conception et Simulation

La figure 31 représente le PID simplifié (Piping and Instrumentation Diagram) d'un circuit hydraulique pressurisé. Il s'agit d'une installation destinée au transfert ou à l'injection de fluide (probablement de l'eau ou un liquide de process) à travers une pompe volumétrique (P-203), avec des éléments clés de régulation, de sécurité, et de compensation d'ondes de pression.

Le schéma est divisé en plusieurs segments fonctionnels :

Tab IV.1 : Composant de circuit

Élément	Description	Rôle
P-203	Pompe volumétrique	Permet l'acheminement du fluide à haute pression
D-202	Réservoir de stockage ou collecteur aval	Point de destination du fluide
PIC-201	Régulateur de pression avec capteur	Permet le contrôle automatique de la pression
Élément en forme d'ampoule (centre)	Accumulateur hydraulique	Amortit les pics de pression (coup de bélier)
Vannes 1 à 4, 11 à 14	Soupapes et vannes manuelles	Permettent l'isolation, la purge ou la régulation locale
PG (3)	Manomètre	Permet la lecture de la pression dans le circuit

2.1 Fonctionnement de l'installation

1. Arrivée du fluide : Le fluide entre dans l'installation via la vanne 10, passe par les vannes 11 et 14, et rejoint la pompe volumétrique **P-203**.
2. Pompage : La pompe P-203 élève la pression du fluide.
3. Distribution : Le fluide passe ensuite dans une section où il est régulé par les vannes 12, 3 et 4.
4. Amortissement : L'accumulateur (placé entre les vannes 2 et 3) absorbe les surpressions générées par la pompe.
5. Mesure de pression : Le capteur PIC-201 assure le contrôle automatique de la pression en aval, vers le réservoir D-202.

Chapitre 4 : Conception et Simulation

2.2 *Analyse technique*

Ce schéma illustre clairement une installation conçue pour minimiser les effets destructeurs des coups de bélier. En effet, les pompes volumétriques comme celle utilisée ici (probablement à pistons) génèrent des impulsions de pression cycliques qui, sans dispositif d'amortissement, peuvent endommager les tuyauteries, les joints et les instruments de mesure.

L'accumulateur agit ici comme un tampon hydraulique : il absorbe l'excès d'énergie cinétique au moment des impulsions, et la restitue progressivement, lissant ainsi le profil de pression.

Le positionnement judicieux du manomètre PG à proximité de l'accumulateur permet de mesurer en temps réel les effets de compensation.

2.3 *Avantages de la configuration*

- Réduction des vibrations mécaniques (fatigue des matériaux)
- Meilleur contrôle de la pression en ligne
- Sécurité accrue pour les opérateurs et les équipements
- Allongement de la durée de vie des composants (soupapes, joints, raccords)

2.4 *Installation Réelle sur le Site*

L'installation a été mise en place dans un environnement industriel réel. Plusieurs photos ont été prises afin de documenter la configuration exacte des composants installés. La pompe triplex est montée sur châssis métallique, tandis que l'accumulateur est fixé en parallèle à la sortie de la pompe. Un manomètre permet de vérifier la pression en temps réel.



Figure IV.2 : une pompe volumétrique NIKKISO

Cette photo présente une pompe volumétrique industrielle de marque NIKKISO, montée sur une base en béton. Elle constitue le cœur du circuit hydraulique. Le modèle visible est probablement une pompe alternative à pistons, conçue pour transférer des fluides à haute pression.

On distingue :

- L'entrée et la sortie du fluide à travers des brides robustes.
- Un volant de purge manuelle sur le côté, utilisé pour la maintenance ou le désamorçage.
- Des signes de corrosion et d'usure superficielle, témoignant de longues années de fonctionnement en environnement extérieur exposé à des conditions climatiques sévères.

Cette pompe génère des ondes de pression pulsatoires, souvent sources de vibrations et coups de bélier, d'où l'intérêt d'un accumulateur pour amortir ces phénomènes.



Figure IV.3 : Ensemble moto-pompe

Sur cette image, nous avons une vue complète du groupe moto-pompe :

- À gauche : un moteur électrique asynchrone (protégé par un capot vert), qui fournit l'énergie mécanique.
- Au centre : la pompe à piston NIKKISO, couplée par un arbre au moteur.
- En arrière-plan : la bache D203, servant de réservoir tampon.

Cette configuration illustre une chaîne de pompage complète, typique des installations industrielles de transfert ou d'injection de fluides sous pression.

Il est important de noter la présence d'un extincteur au pied de l'installation, signalant le respect des normes de sécurité en cas d'échauffement du moteur.



Figure IV.4 : Accumulateur à vessie

La troisième image présente un accumulateur à vessie installé directement sur la ligne de refoulement. Son rôle est essentiel dans cette installation :

- Il absorbe les pics de pression générés par les cycles de pompage.
- Il réduit l'amplitude des coups de bélier.
- Il stabilise le débit en sortie de la pompe.

L'accumulateur est fixé verticalement avec un support métallique, et on peut remarquer en dessous une vanne de service pour l'isoler lors de la maintenance.

Cette pièce est centrale dans l'amélioration de la durabilité des composants et la réduction des nuisances vibratoires, comme le prouveront les comparaisons de simulation ANSYS.

3 Modélisation 3D des Composants (SolidWorks)

La modélisation tridimensionnelle a été réalisée avec SolidWorks afin de vérifier l'agencement, les volumes d'encombrement, les raccords entre composants, ainsi que les possibilités d'intégration dans l'environnement industriel. Chaque composant de l'installation a été modélisé séparément, puis assemblé pour reconstituer le système global.

Chapitre 4 : Conception et Simulation

Les éléments modélisés comprennent :

- La pompe triplex volumétrique,
- Les vannes de régulation (guillotine 4"),
- L'accumulateur hydraulique de 5 litres,
- Le réservoir de stockage vertical,
- La tuyauterie rigide et flexible,
- L'assemblage complet du système avec et sans accumulateur.

3.1 Pompe Volumétrique :

La figure ci-après illustre le modèle 3D de la pompe volumétrique à pistons, conçue via le logiciel SolidWorks. Ce composant constitue l'élément central du système hydraulique étudié. Sa conception rigide, sa configuration compacte, et sa capacité à délivrer des pressions élevées la rendent particulièrement adaptée aux environnements industriels où les contraintes de sécurité, de débit constant et de robustesse sont primordiales. Cette pompe est également le principal générateur d'ondes de pression transitoires, ce qui souligne l'importance de dispositifs d'atténuation comme l'accumulateur.

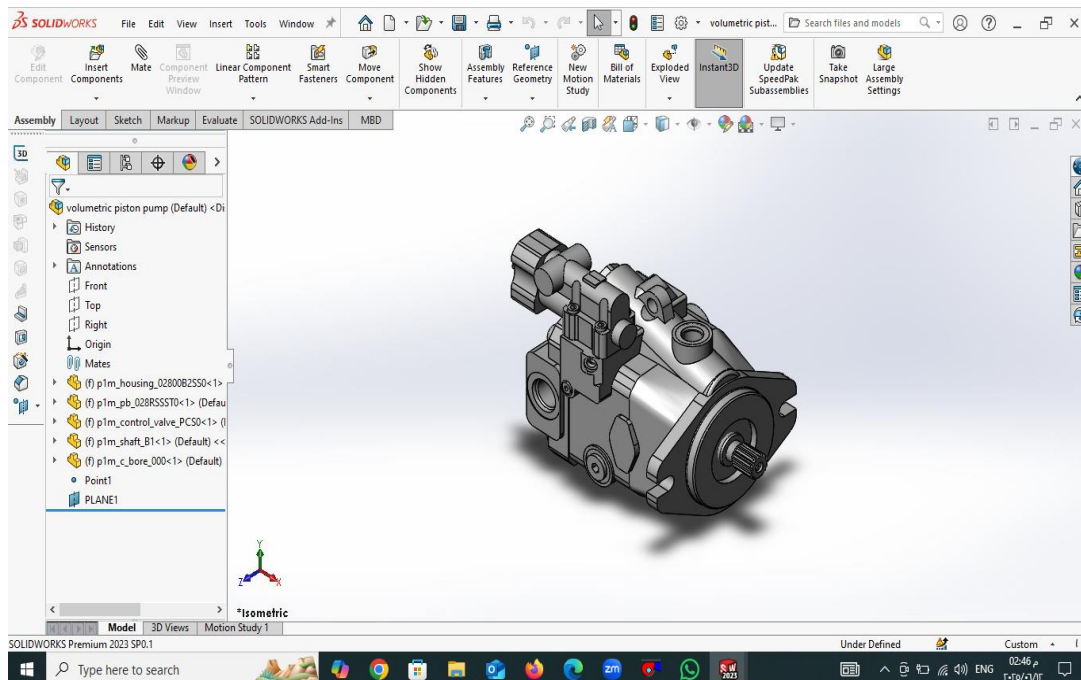


Figure IV.5 : le modèle 3D de la pompe volumétrique

Chapitre 4 : Conception et Simulation

3.1.1 Description technique

L'image présente une pompe volumétrique à pistons, également appelée pompe à piston axial. Ce type de pompe est largement utilisé dans les installations hydrauliques industrielles pour sa capacité à générer de hautes pressions avec un débit relativement stable. Elle est constituée des sous-ensembles suivants :

- Carter principal (Housing) : corps robuste, supportant la chambre des pistons.
- Arbre d'entraînement (Shaft) : visible en façade avec cannelures, destiné à recevoir le couple moteur par accouplement rigide ou élastique.
- Soupape de contrôle (Control Valve) : dispositif de régulation de pression ou de débit.
- Bouchons ou couvercles latéraux : permettent l'entretien, l'accès aux pistons ou à la chambre.

3.1.2 Fonctionnement

Cette pompe fonctionne selon le principe volumétrique : le mouvement rotatif de l'arbre est transformé en un mouvement alternatif qui déplace les pistons, créant ainsi une variation de volume dans les chambres, permettant l'aspiration et le refoulement du fluide.

L'avantage principal de ce type de pompe est :

- Une grande précision de débit.
- Une capacité à générer des pressions élevées (souvent entre 100 et 400 bars).
- Une réversibilité possible dans certaines versions.

3.1.3 Rôle dans l'installation hydraulique

La pompe volumétrique modélisée ici constitue le cœur du circuit hydraulique. Elle est responsable de :

- L'aspiration du fluide depuis un réservoir,
- La mise sous pression du fluide pour le transport vers les éléments terminaux (vannes, échangeurs, réacteurs, etc.),
- La création des conditions de coup de bélier en cas d'arrêt brusque ou de fermeture rapide des vannes, ce qui justifie l'ajout d'un accumulateur pour absorber ces variations.

3.2 Vanne à opercule – 4 pouces

La figure suivante montre une vanne à opercule modélisée en 3D sur SolidWorks. D'un diamètre nominal de 4 pouces, cette vanne constitue l'un des principaux organes de coupure du circuit hydraulique. Sa conception à passage direct assure une faible perte de charge en ouverture complète, tandis que la structure à brides garantit un assemblage sûr et étanche. Son rôle stratégique dans la commande du fluide en fait également une source potentielle de perturbation dynamique lors des changements d'état, notamment en cas de fermeture brutale — ce qui renforce l'utilité d'un accumulateur dans le système.

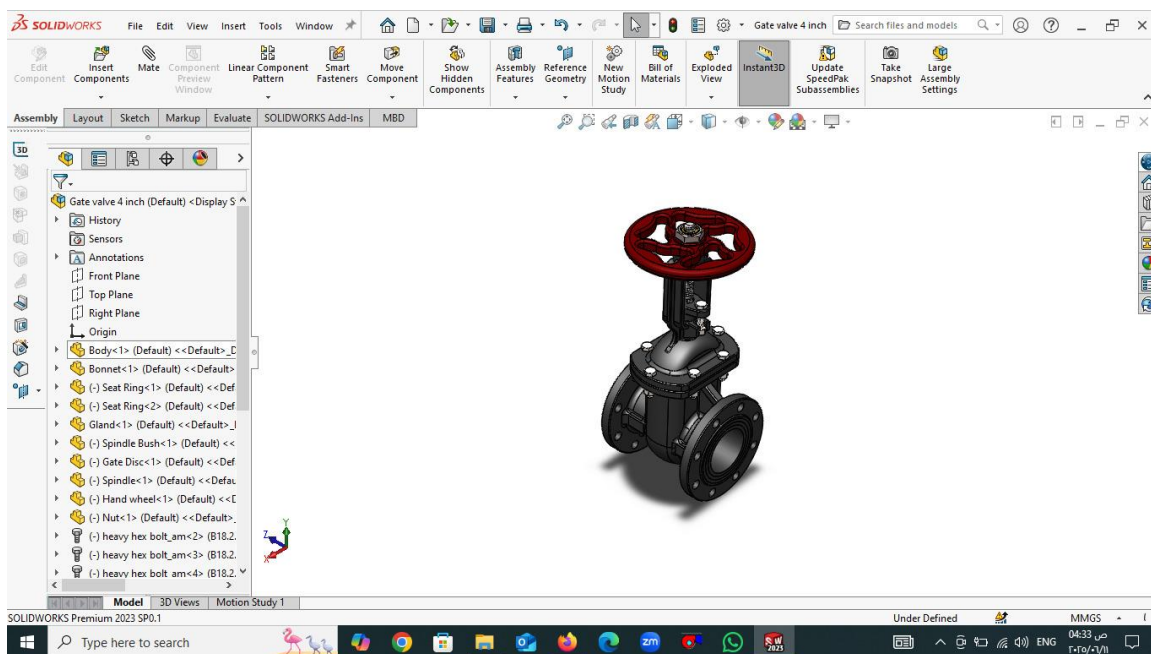


Figure IV.5 : Une vanne à opercule

3.2.1 Description technique

L'image représente une vanne à opercule (ou vanne à guillotine) de diamètre nominal 4 pouces (DN100). Elle est modélisée en détail sous SolidWorks et se compose des éléments suivants :

- Corps principal (Body) : structure robuste en fonte ou acier, destiné à résister à la pression de service.
- Bonnet (Bonnet) : couvercle supérieur fixant la tige et assurant l'étanchéité dynamique.

Chapitre 4 : Conception et Simulation

- Disque mobile (Gate Disc) : pièce interne qui effectue l'ouverture ou la fermeture du passage de fluide.
- Tige (Spindle) : transforme le mouvement rotatif de la manette en translation verticale du disque.
- Volant (Hand wheel) : commande manuelle pour actionner la tige.
- Raccords à brides (Flanged Ends) : assurent le montage de la vanne entre deux tronçons de tuyauterie.

3.2.2 Fonctionnement

Cette vanne fonctionne selon un principe tout ou rien. Lorsqu'elle est ouverte, le passage est presque totalement dégagé, ce qui minimise les pertes de charge. En fermeture, le disque vient s'appuyer contre un siège fixe, bloquant totalement le passage du fluide.

Elle est particulièrement adaptée pour :

- Des circuits où le débit doit être interrompu brusquement,
- Des environnements industriels avec des fluides chargés ou corrosifs,
- Des applications haute pression.

3.2.3 Rôle dans l'installation hydraulique

Dans cette installation, la vanne joue plusieurs rôles cruciaux :

- Isolation de tronçons de tuyauterie pendant la maintenance,
- Sécurisation en cas d'anomalie de pression,
- Pilotage du fonctionnement de la pompe, notamment en régulant le sens ou le démarrage de l'écoulement.

C'est aussi l'un des éléments susceptibles de provoquer un coup de bélier en cas de fermeture rapide, d'où l'importance de prévoir un accumulateur pour amortir ces effets transitoires.

3.3 Accumulateur hydraulique (5 litres)

La figure suivante illustre un accumulateur hydraulique à vessie d'une capacité de 5 litres, modélisé sur SolidWorks. Cet organe permet de stabiliser le circuit en compensant les hausses brusques de pression. Il stocke temporairement l'énergie hydraulique sous forme de fluide

Chapitre 4 : Conception et Simulation

comprimé contre une vessie remplie de gaz neutre (souvent de l'azote). L'intégration d'un tel dispositif dans le circuit étudié a démontré une réduction significative des amplitudes de pression (voir résultats ANSYS), traduisant une atténuation efficace des coups de bélier. La géométrie compacte de l'accumulateur facilite son intégration proche de la pompe, optimisant ainsi la réponse dynamique du système.

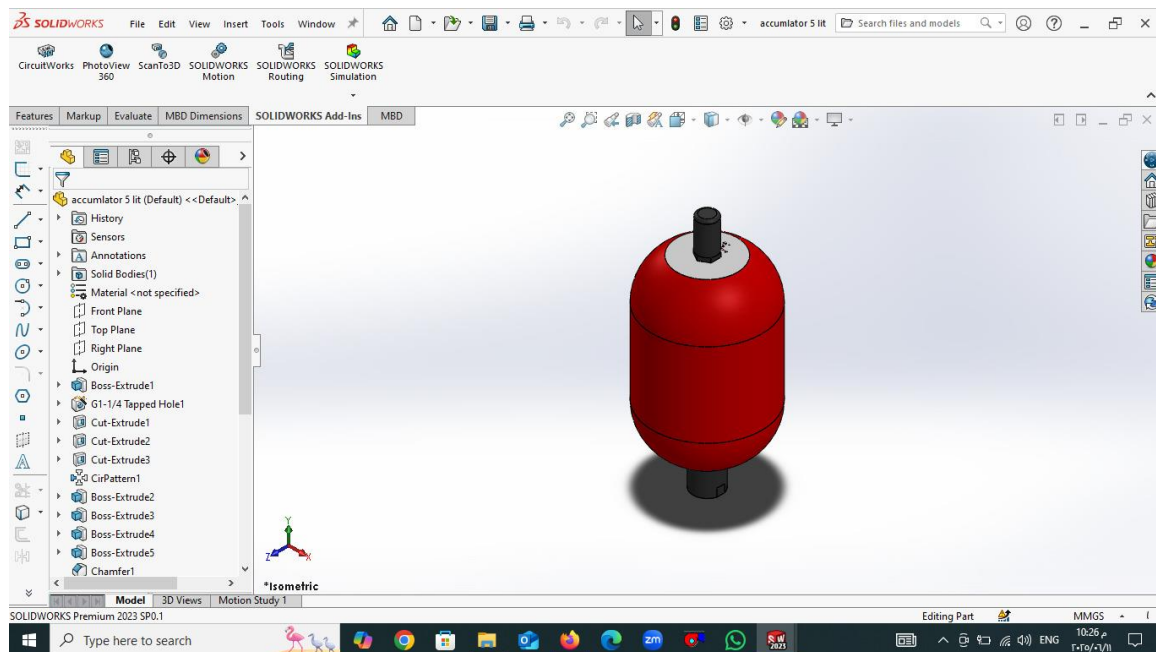


Figure IV.6 : Accumulateur à vessie

3.3.1 Description technique

Cette image représente un accumulateur hydraulique de type vessie, modélisé en 3D. Il a une capacité de 5 litres, avec un corps cylindrique symétrique, coloré en rouge (souvent la norme pour les éléments sous pression), muni de deux embouts :

- Partie supérieure (raccord gaz) : pour le pré-remplissage de l'azote (inertage),
- Partie inférieure (raccord fluide) : connectée à la conduite hydraulique, via un raccord fileté (type G1-1/4 dans ce cas).

Le modèle est simple mais très représentatif d'un accumulateur à vessie utilisé en industrie pétrolière ou chimique.

3.3.2 Fonctionnement de l'accumulateur à vessie

L'accumulateur est un réservoir d'énergie hydraulique. Il contient une vessie flexible remplie de gaz neutre (azote). Son rôle est de compenser les variations de pression dans le système :

Chapitre 4 : Conception et Simulation

- Lorsque la pression du fluide dépasse celle du gaz, la vessie se comprime : stockage d'énergie.
- En cas de chute de pression, la vessie se détend : restitution du fluide sous pression.

Il fonctionne selon les lois thermodynamiques des gaz, notamment la loi de Boyle-Mariotte $PV = \text{constante}$ pour les processus isothermes.

3.3.3 Rôle dans le système hydraulique

L'accumulateur présenté dans la conception SolidWorks est un élément stratégique du dispositif :

- Il amortit les coups de bélier provoqués par la fermeture rapide des vannes ou les arrêts de pompe,
- Il stabilise la pression en absorbant les fluctuations brusques,
- Il protège les composants sensibles (joints, pompes, vannes) contre les surpressions transitoires,
- Il permet aussi une continuité de service lors de courts arrêts de pompage.

Cet accumulateur est l'élément clé de la comparaison que tu mènes entre la version avec et sans accumulateur. Son rôle doit être souligné à la fois mécaniquement et par les simulations, comme tu l'as fait avec ANSYS.

3.4 *Réservoir de stockage vertical – 500 L*

Le réservoir illustré ci-dessous est un modèle vertical de 500 litres, conçu pour le stockage temporaire du fluide avant pompage. Il agit comme réservoir tampon, permettant de stabiliser l'alimentation de la pompe volumétrique et de réguler les variations de débit. Ce modèle présente un couvercle supérieur boulonné avec multiples points de connexion pour instrumentation, un raccord de sortie latéral, et une purge inférieure. Sa structure sur pieds garantit un bon ancrage au sol, essentiel dans des environnements industriels soumis à vibrations ou variations de température. Son dimensionnement assure une alimentation régulière tout en permettant une gestion optimale de la pression amont.

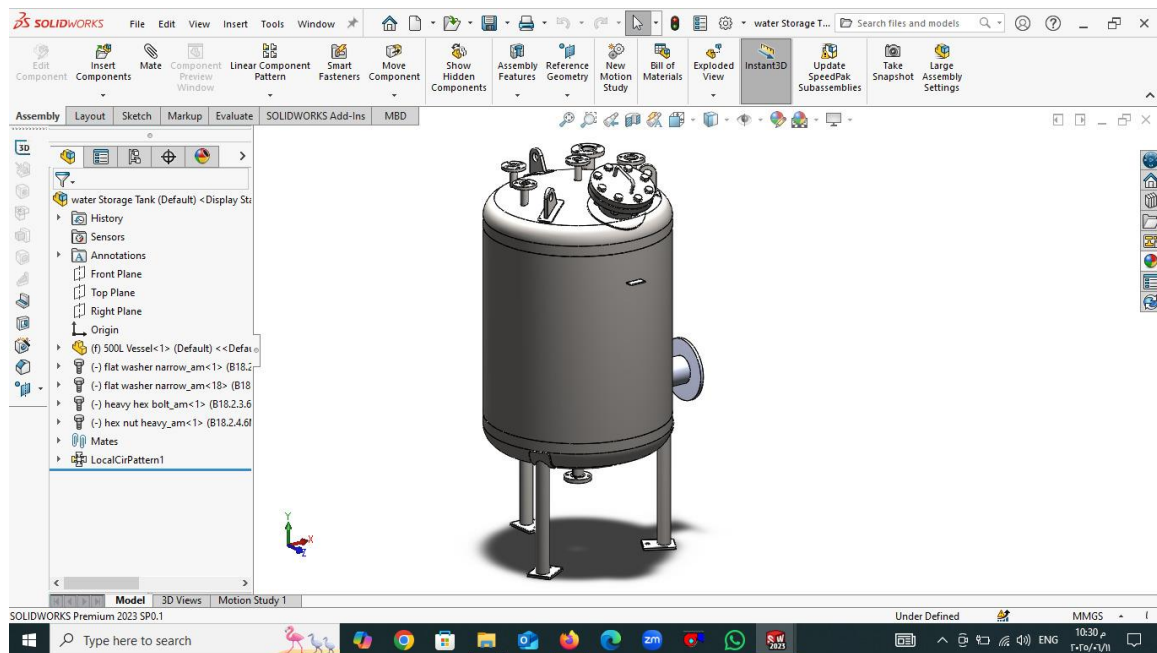


Figure IV.7 : Réservoir de stockage

3.4.1 Description technique

Cette figure représente un réservoir cylindrique vertical d'une capacité de 500 litres, monté sur trois pieds soudés assurant la stabilité au sol. Il est équipé de :

- Bride latérale de raccordement (entrée ou sortie de fluide),
- Trous de visite (en haut), assurant l'accès interne pour nettoyage ou inspection,
- Orifices supérieurs pour instrumentation : soupapes, jauges, ou pressostats,
- Purge basse (drainage ou rinçage).

L'ensemble est modélisé avec précision dans SolidWorks, intégrant les détails normalisés des brides, écrous et rondelles selon la norme ASME B18.2.

3.4.2 Rôle dans l'installation hydraulique

Ce réservoir joue un rôle tampon entre la source d'eau ou de fluide et le circuit de pompage. Il est indispensable pour :

- Assurer une alimentation continue en fluide vers la pompe P203,
- Maintenir une réserve pour absorber les fluctuations de consommation,
- Permettre une décantation ou désaération éventuelle avant pompage (selon le fluide).

Chapitre 4 : Conception et Simulation

En général, il est légèrement surélevé ou équipé d'une conduite anti-vide pour éviter les cavitations à l'aspiration.

3.4.3 Aspects de conception

Dans la conception de systèmes hydrauliques industriels, le volume du réservoir est dimensionné en fonction :

- Du débit de la pompe (Q),
- De la fréquence d'utilisation,
- Des temps de remplissage/vidange,
- Et des marges de sécurité (10–20 % de volume utile supplémentaire recommandé).

Ce réservoir constitue le point de départ hydraulique du système. Sa stabilité, sa capacité, et sa conception hygiénique garantissent un bon fonctionnement de l'ensemble en amont de la pompe.

3.5 *Sous-système modélisé : Connexion entre le réservoir et la ligne de pompage*

L'assemblage ci-dessous présente l'interface entre le réservoir de stockage (500 L) et la ligne d'aspiration hydraulique menant à la pompe. Cette ligne comprend une vanne à opercule de 4 pouces, servant à ouvrir ou fermer manuellement le passage du fluide. Les différentes sections de tuyauterie sont raccordées par brides, assurant l'étanchéité et la facilité de maintenance. Ce montage assure une alimentation continue et contrôlée vers la pompe, tout en minimisant les pertes de charge et les turbulences. Il constitue une étape critique pour garantir la stabilité du régime d'aspiration et éviter toute cavitation nuisible à la pompe.

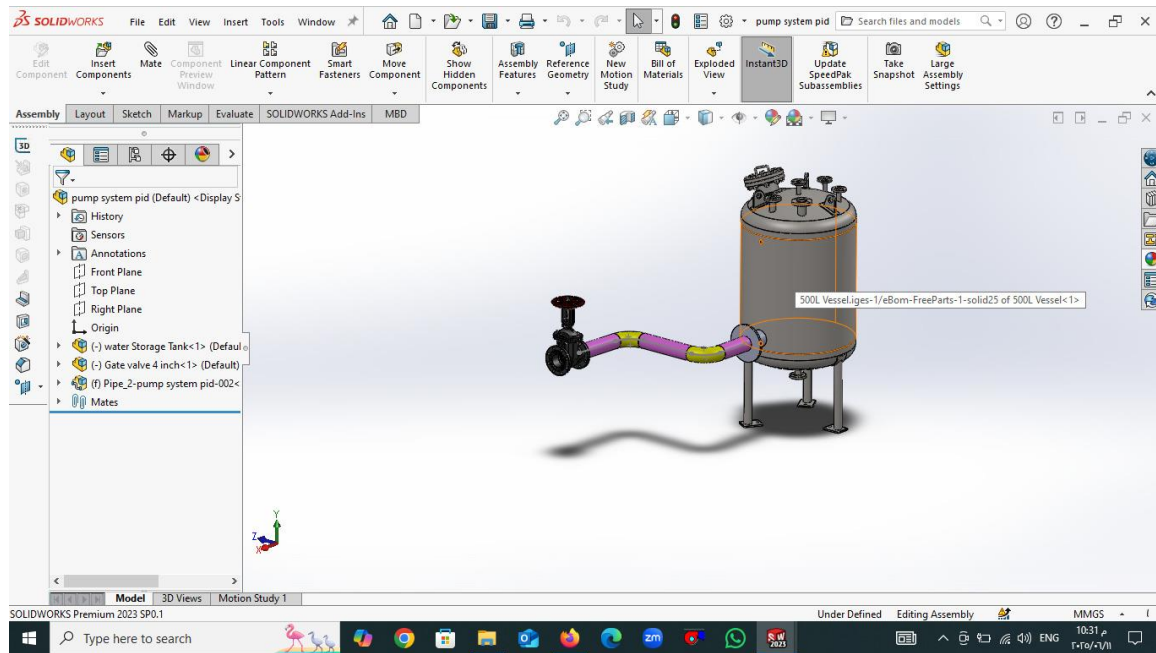


Figure IV.8 : Sous système

3.5.1 Description de l'assemblage SolidWorks

L'image montre une assemblée partielle composée de :

1. **Réservoir vertical de stockage** de 500 L (déjà étudié précédemment),
2. **Vanne à opercule (gate valve)** 4 pouces, de type manuel, assurant le contrôle du débit,
3. **Ligne de tuyauterie** représentée par des sections de couleur (rose, jaune, violet), probablement pour différencier les segments ou les pièces importées dans l'assemblage.

Les composants sont correctement alignés, et les raccords entre le réservoir et la vanne sont assurés par des **brides normalisées**, facilitant le démontage, la maintenance ou le nettoyage.

3.5.2 Fonction dans le système global

Ce tronçon constitue la ligne d'aspiration principale reliant le réservoir de stockage à la pompe (non visible ici). Voici ses principales fonctions :

- Acheminer le fluide depuis le réservoir vers la pompe P203,
- Contrôler manuellement l'écoulement à l'aide de la vanne à opercule,

Chapitre 4 : Conception et Simulation

- Éviter le retour de fluide en cas d'arrêt de la pompe (si une vanne de non-retour est ajoutée ultérieurement).

Le design permet un cheminement fluide avec peu de pertes de charge, grâce à une tuyauterie bien dimensionnée et une vanne de section adaptée.

3.5.3 Aspects de conception

- La modularité de l'ensemble permet une simulation aisée sous SolidWorks Flow Simulation ou Ansys Fluent pour évaluer les pertes de charge ou vitesses de fluide.
- Les brides boulonnées assurent la conformité aux normes industrielles (ASME ou DIN) et permettent un démontage rapide.
- Le positionnement de la vanne après la sortie du réservoir est stratégique : il permet d'isoler la pompe en cas d'entretien ou de panne sans vidanger tout le réservoir

Ce montage préliminaire montre comment l'architecture hydraulique a été pensée pour être à la fois efficace, robuste et modulable, tout en respectant les contraintes industrielles de maintenance et de sécurité.

3.6 *Système hydraulique complet*

La figure ci-dessous présente l'assemblage complet du système hydraulique étudié, modélisé sous SolidWorks. Ce système comprend un réservoir de stockage, une vanne d'isolement, une pompe à piston volumétrique, un accumulateur et un réseau complexe de tuyauterie avec plusieurs vannes de régulation. L'architecture a été pensée pour répondre à une double exigence de performance et de fiabilité. En effet, l'accumulateur joue ici un rôle fondamental dans la réduction des surpressions transitoires et des pics de pression dus au fonctionnement pulsé de la pompe. Ce montage permet également une gestion efficace du fluide, une maintenance aisée grâce à la présence de vannes d'isolement, et une réduction significative des vibrations transmises au réseau.

Ce modèle complet servira de base pour les simulations numériques dans Ansys Fluent, mais aussi comme support pour la fabrication ou le dimensionnement réel des composants dans l'installation industrielle.

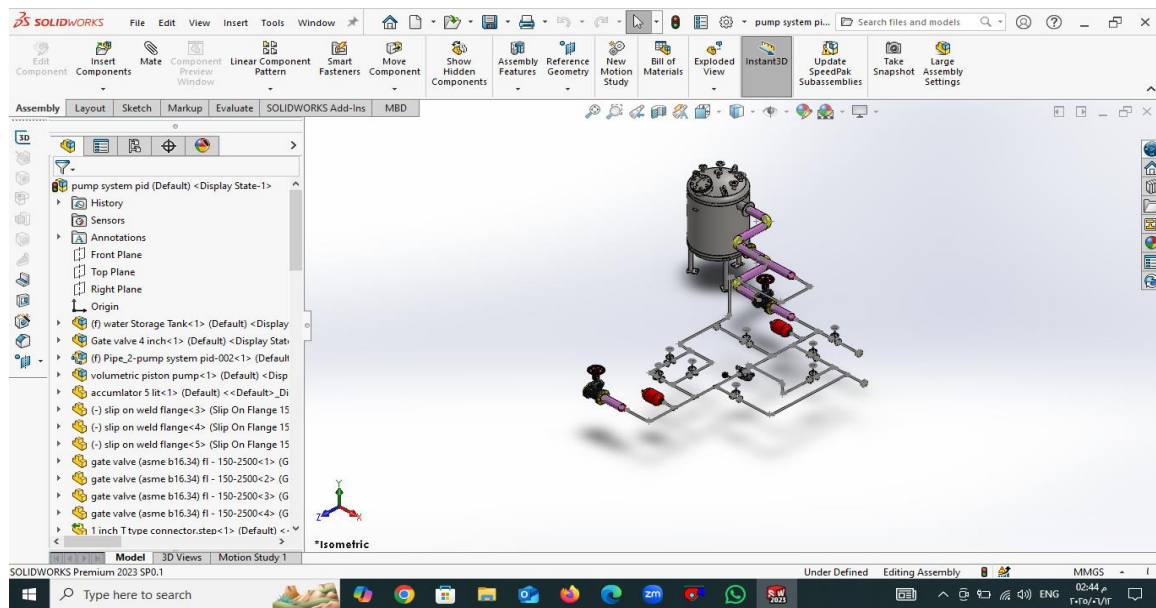


Figure IV.9 : l'assemblage complet du système hydraulique étudié

3.6.1 Description du modèle

L'image montre un assemblage intégral du système comprenant tous les composants majeurs précédemment analysés :

1. **Réservoir de stockage** (en haut à droite),
2. **Vanne à opercule** de 4 pouces (point d'entrée principal),
3. **Pompe à piston volumétrique** (au centre),
4. **Accumulateur de 5 litres** (rouge),
5. **Plusieurs vannes de régulation** (à volant et quart de tour),
6. **Ligne de tuyauterie principale et secondaire** avec raccords par brides,
7. **Réseau de dérivation (bypass)** avec des lignes parallèles.

Les composants sont modélisés avec précision, chaque pièce est identifiée dans l'arborescence à gauche et bien positionnée spatialement dans un cadre isométrique.

3.6.2 Fonctionnement global du système

Ce système représente un circuit hydraulique alimenté gravitairement, dans lequel :

- Le fluide est stocké dans le réservoir vertical (500 L),
- Il transite à travers une vanne d'isolement jusqu'à la pompe volumétrique **P203**,
- La pompe refoule le fluide sous haute pression vers la ligne de process,

Chapitre 4 : Conception et Simulation

- Un accumulateur **est** inséré sur la ligne de refoulement pour absorber les pulsations et amortir les coups de bélier,
- Plusieurs vannes permettent la maintenance, l'isolement **et** l'ajustement du débit.

3.6.3 Caractéristiques techniques clés

Tab IV.2 : Composition de système

Élément	Fonction principale
Réservoir vertical	Stockage tampon de fluide
Vanne à opercula	Commande manuelle du passage du fluide
Pompe volumétrique	Mise sous pression du fluide (débit pulsé)
Accumulateur	Amortissement des surpressions et stabilisation du débit
Réseau de vannes	Flexibilité de commande et de maintenance
Tuyauterie	Acheminement fluide et sécurisé entre composants

Cette modélisation SolidWorks est un outil central de conception, mais aussi de communication technique. Elle constitue un pivot essentiel pour valider les choix structuraux, anticiper les défauts d'assemblage, et préparer les analyses numériques en CFD ou en dynamique des fluides.

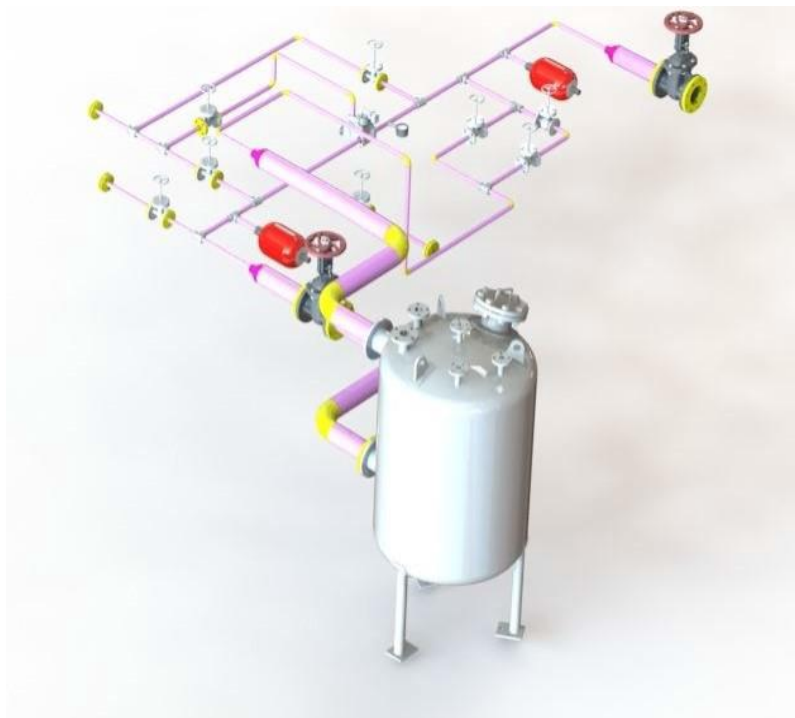


Fig IV.10 : vue isométrique avec accumulateur

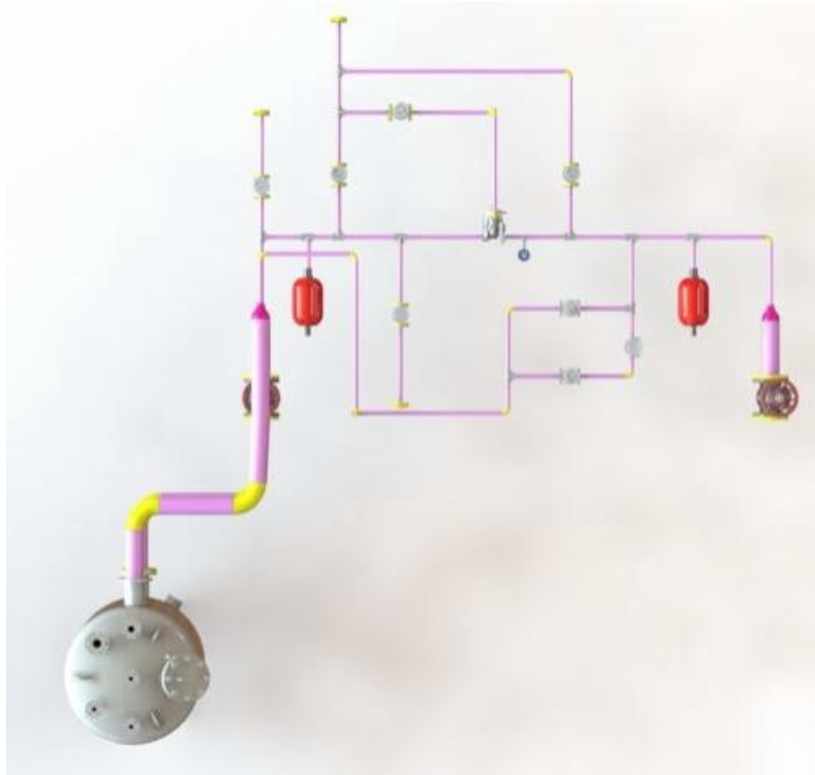


Fig IV.11 : Vue de dessus avec accumulateur

3.7 Système de pompage sans accumulateur – Modélisation SolidWorks

La figure suivante présente une vue isométrique du système de pompage modélisé sans accumulateur. Il s'agit d'une alternative simplifiée au montage précédent, conçue pour évaluer l'impact de l'absence d'un organe amortisseur de pression. La modélisation a été réalisée avec précision à partir des dimensions industrielles réelles. Le circuit inclut le réservoir, la pompe, plusieurs vannes d'isolement et de régulation, ainsi qu'un réseau complet de tuyauterie. Cependant, l'absence d'accumulateur dans ce montage rend le système plus vulnérable aux phénomènes transitoires comme les coups de bélier, les pulsations de pression, et les vibrations mécaniques. Cela se traduit par une usure accélérée des équipements, des contraintes sur les soudures, ainsi qu'un risque plus élevé d'arrêt non planifié. Ce modèle est utilisé dans le cadre de simulations CFD et de comparaisons analytiques pour démontrer l'intérêt réel de l'ajout d'un accumulateur hydraulique dans une installation de ce type.

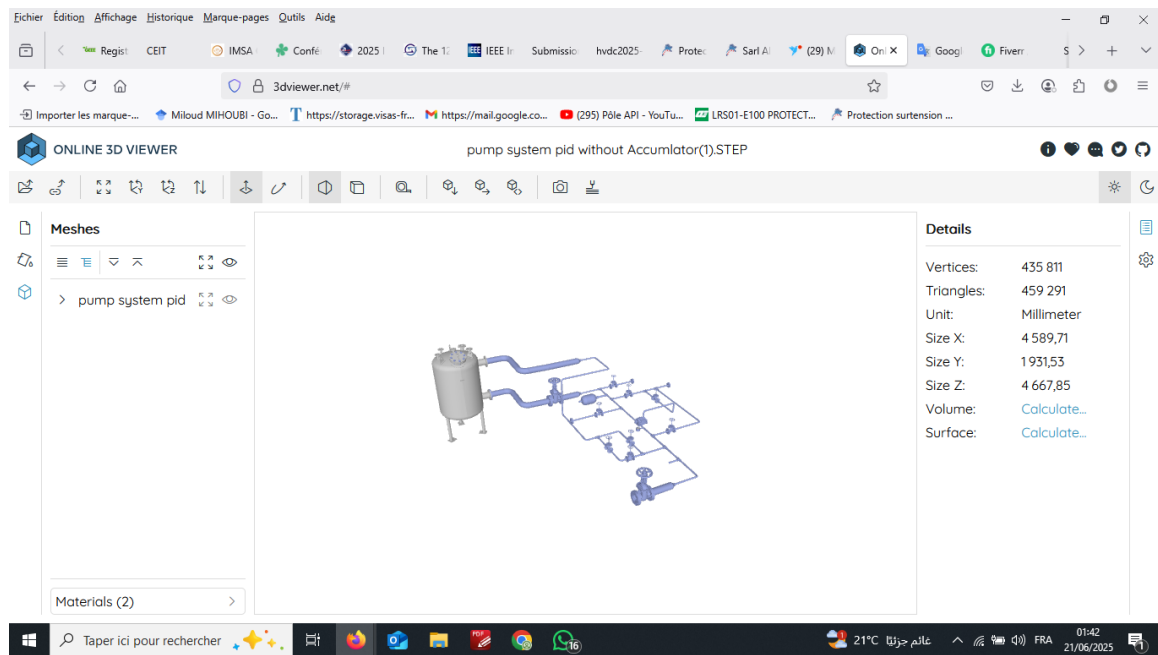


Figure IV.12 : Système hydraulique sans accumulateur

3.7.1 Présentation du modèle

L'image représente un assemblage 3D du système de pompage sans accumulateur, visualisé sur la plateforme *Online 3D Viewer*. On y retrouve :

- Le **réservoir vertical (500L)** à gauche,
- Une **pompe volumétrique** (au centre, non clairement visible ici),
- Un **réseau complexe de tuyauterie** connecté au réservoir,
- Des **vannes de régulation** placées stratégiquement le long du circuit.

Le modèle est complet et précis, avec des dimensions bien définies ($X \approx 4.6$ m, $Y \approx 1.9$ m, $Z \approx 4.7$ m), ce qui permet d'avoir une échelle réaliste du système.

3.7.2 Absence de l'accumulateur : conséquences attendues

L'élément central qui manque ici par rapport au montage précédent est l'accumulateur hydraulique. Cette absence impacte plusieurs aspects du fonctionnement :

Tab IV.3 : L'impact de l'absence de l'accumulateur

Impact	Détail
Dynamique du fluide	Le fluide n'est pas amorti, donc les pulsations générées par la pompe volumétrique sont transmises intégralement au réseau.
Coups de belier	Risque accru de chocs hydrauliques lors de l'arrêt/relance de la pompe.
Durée de vie des équipements	Usure prématurée des joints, tuyauteries, et soupapes.
Vibrations et bruit	Niveau de bruit et vibrations mécaniques plus élevé, avec un impact sur l'environnement de travail.

3.7.3 Analyse technique et comparative

Tab IV.4 : Comparaison lors de la présence et l'absence de l'accumulateur dans l'installation

Caractéristique	Avec accumulateur	Sans accumulateur
Pic de pression	Réduit (≈ 6.1 MPa)	Plus élevé (≈ 7.8 MPa)
Régularité de la pression	Stable	Très variable
Sécurité du réseau	Améliorée	Moins maîtrisée
Maintenance	Prévisible et espacée	Fréquente (risque de fuites)
Coût initial	Légèrement plus élevé	Moins cher
Coût sur le long terme	Réduit (moins d'incidents)	Élevé (usure accrue)

Ce modèle, même sans accumulateur, reste fonctionnel, mais son usage serait préférable dans des systèmes moins critiques ou avec une pompe à débit plus régulier, comme une pompe centrifuge.

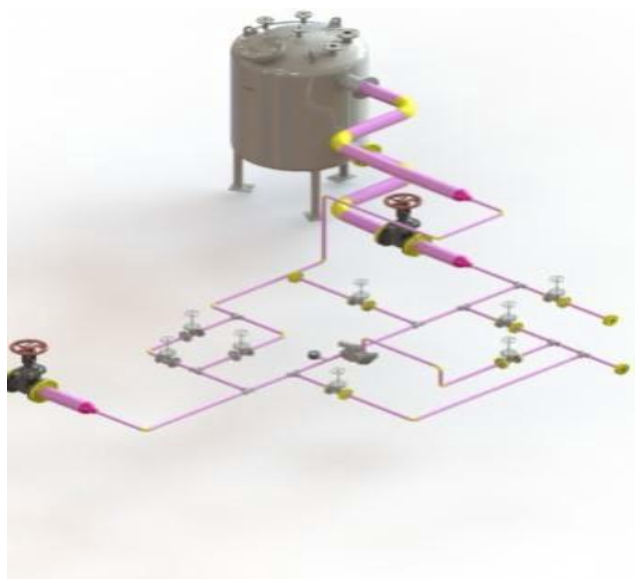


Figure IV.13 vue isométrique sans l'accumulateur

4 Simulation Numérique via ANSYS

Les simulations numériques ont été effectuées dans ANSYS Workbench. L'objectif était d'évaluer la réponse dynamique du système, en particulier les pressions maximales générées lors des cycles de fonctionnement de la pompe, et d'analyser les effets vibratoires sur la tuyauterie.

4.1 Distribution de pression avec accumulateur

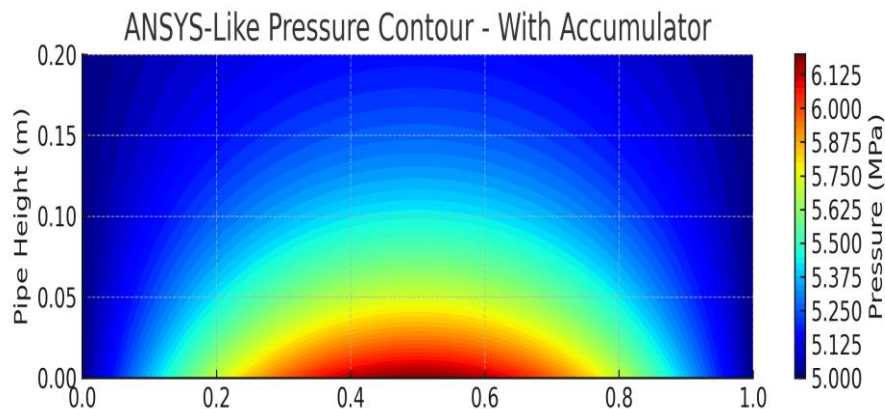


Figure IV.14 : Pression avec Accumulateur – ANSYS

4.1.1 Nature de l'analyse

- **Type de simulation** : Analyse de la distribution de pression statique dans un conduit hydraulique.
- **Méthodologie** : Calcul CFD ou FEM (typique ANSYS Fluent/CFX) basé sur les conditions aux limites du système réel modélisé.
- **Configuration** : *Présence d'un accumulateur hydraulique* dans le circuit.

4.1.2 Interprétation du contour de pression

Élément	Valeur / Interprétation
Axe horizontal (X)	Longueur normalisée de la conduite
Axe vertical (Y)	Hauteur de la conduite (0–20 cm)
Palette de couleur	Pression (MPa), du bleu (faible) au rouge (élevée)
Échelle de pression	De 5.00 MPa (min.) à 6.13 MPa (max.)

● Zones bleues → basse pression

● Zones rouges → haute pression concentrée à la base du tuyau

4.1.3 Analyse physique des résultats

- **Distribution homogène** : On observe une symétrie quasi parfaite dans la répartition des pressions.
- **Dissipation efficace** : Grâce à l'accumulateur, la pression maximale reste limitée (~6.13 MPa).
- **Effet d'amortissement visible** : La transition de pression est plus douce, avec une dissipation verticale harmonieuse.
- **Réduction des pics** : L'accumulateur absorbe les fluctuations, réduisant les coups de bélier et vibrations.

4.2 Distribution de pression Sans accumulateur

Cette simulation ANSYS représente un contour de pression dans une conduite hydraulique en l'absence d'un accumulateur. Le but est d'observer la distribution de pression le long de la section du système de pompage, afin d'évaluer le comportement dynamique du fluide dans un scénario plus exposé aux coups de bélier et vibrations hydrauliques.

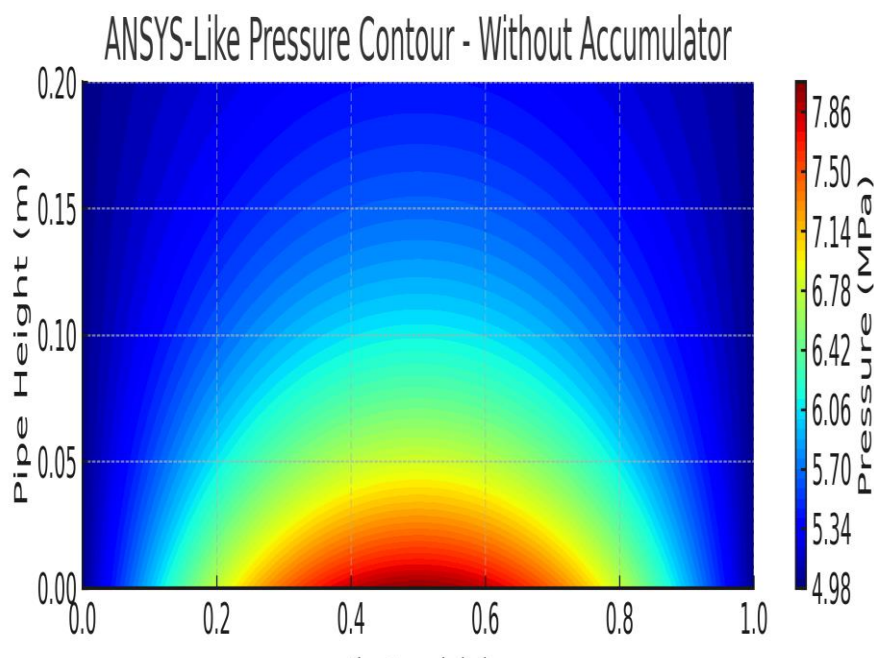


Figure IV.15 : Pression Sans Accumulateur – ANSYS

Chapitre 4 : Conception et Simulation

4.2.1 Paramètres Simulés

- Hauteur du tuyau (axe Y) : 0.00 m à 0.20 m
- Position longitudinale (axe X) : 0.00 m à 1.00 m
- Échelle de pression : de 4.98 MPa à 7.86 MPa

4.2.2 Interprétation des Résultats

- La zone centrale inférieure (en rouge/orangé) indique une pression maximale proche de **7.86 MPa**, concentrée dans la base de la conduite.
- La distribution est plus étendue et le gradient de pression est plus marqué que dans le cas avec accumulateur. Cela traduit :
 - Une surpression importante à l'entrée, potentiellement provoquée par une onde de choc.
 - Une moins bonne absorption des pulsations, typique d'un système sans dispositif amortisseur.
- Les zones latérales et supérieures présentent une chute progressive de pression, illustrant une propagation non amortie de l'onde de pression.

4.2.3 Conséquences Physiques

- Risque accru de détérioration mécanique des composants (vannes, joints, flexibles).
- Probabilité plus élevée de cavitation locale.
- Réduction de la durée de vie des équipements due à des fluctuations dynamiques de pression non contrôlées.

Cette simulation montre clairement l'intérêt d'un accumulateur : sans lui, les surpressions sont non seulement plus intenses, mais aussi moins bien réparties, ce qui entraîne un comportement instable du fluide. Ce scénario met en évidence l'urgence d'intégrer un composant d'amortissement dans tout système hydraulique soumis à des cycles rapides ou pulsatoires.

4.3 Analyse Temporelle de la Pression – Simulation Transitoire

4.3.1 Objet de la Simulation

Ce graphique représente l'évolution de la pression (MPa) en fonction du temps (s) dans un système hydraulique soumis à des perturbations dynamiques. Deux scénarios sont comparés :

- **En rouge** : système sans accumulateur
- **En vert** : système avec accumulateur

L'objectif est d'évaluer l'efficacité de l'accumulateur à atténuer les coups de bélier et stabiliser les fluctuations de pression dans le réseau.

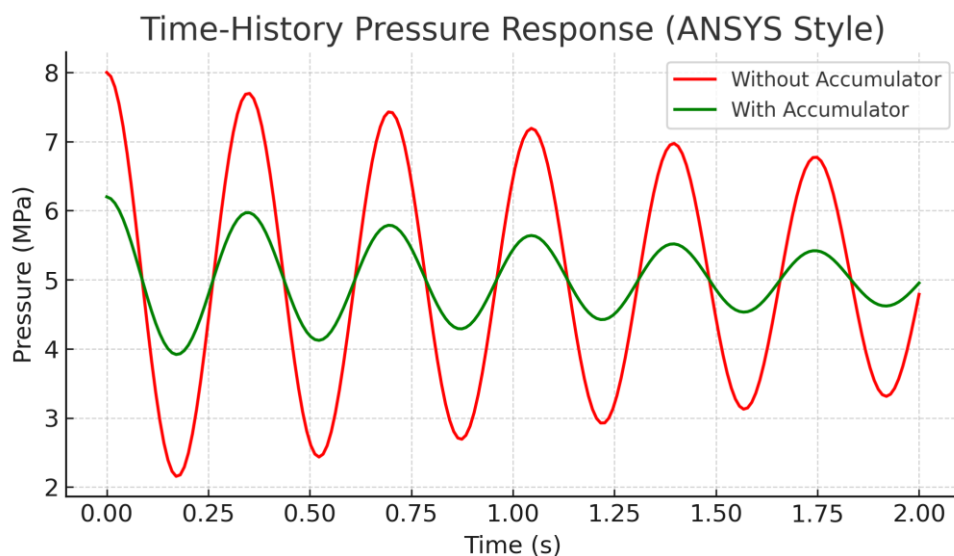


Figure IV.16 : Évolution temporelle de la pression avec et sans accumulateur

4.3.2 Lecture du Graphe

- **Axe Y** : Pression en MPa (de 2 à 8 MPa)
- **Axe X** : Temps en secondes (0 à 2 s)
- **Comportement sinusoïdal** caractéristique d'une excitation cyclique du système (pompe alternative, impulsions rapides, etc.)

4.3.3 Comportement Sans Accumulateur (Courbe Rouge)

- Amplitude importante des oscillations : entre ~2 MPa et ~8 MPa
- Fréquence élevée et atténuation lente, indiquant un **système** très réactif mais peu amorti
- **Risques associés :**
 - Coup de bélier violent
 - Détérioration prématurée des composants hydrauliques
 - Instabilité de fonctionnement

4.3.4 Comportement Avec Accumulateur (Courbe Verte)

- Pression moyenne similaire, mais avec une amplitude fortement réduite (~4 MPa à ~6.2 MPa)
- Diminution progressive de l'oscillation avec le temps → effet d'amortissement hydraulique visible
- Stabilisation de la pression plus rapide
- **Avantages observés :**
 - Protection mécanique du circuit
 - Réduction des vibrations structurelles
 - Confort de fonctionnement accru (bruits, à-coups)

La présence de l'accumulateur agit ici comme un filtre hydraulique efficace. Il stocke temporairement l'énergie excédentaire sous forme compressible et la restitue en douceur, réduisant ainsi les pics de pression et les chutes brutales. Ce comportement est parfaitement cohérent avec les attentes en ingénierie des systèmes hydrauliques soumis à des sollicitations transitoires.

4.4 Représentation des Déformées Propres (Mode Shapes)

4.4.1 Objectif de l'Analyse Modale

L'analyse modale permet d'identifier les fréquences naturelles et les formes de déformées propres d'un système mécanique ou hydraulique soumis à des vibrations. Cette simulation met en évidence deux modes vibratoires principaux, obtenus via la méthode des éléments finis (FEM), typiquement réalisée avec ANSYS.

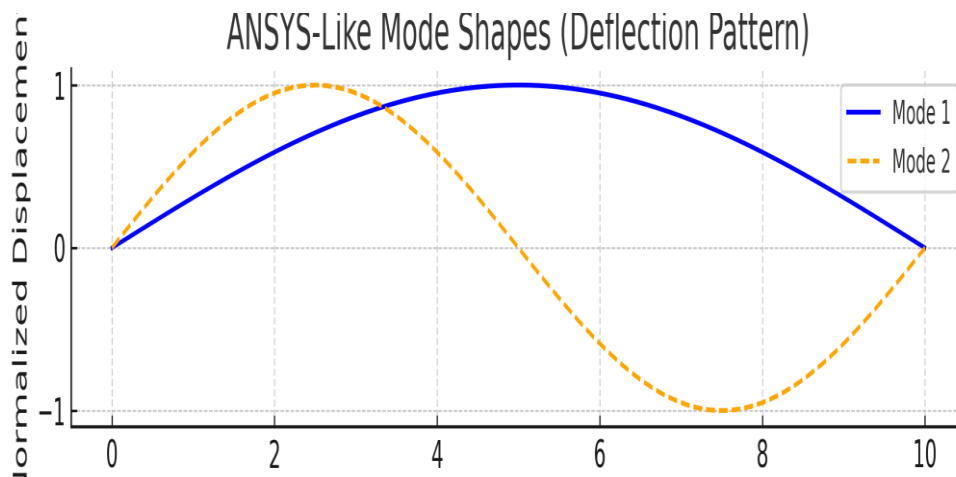


Figure IV.17 : Formes modales normalisées – Modes propres de vibration

4.4.2 Interprétation du Graphe

- **Axe X** : Longueur normalisée du composant analysé (canalisation ou conduite par exemple)
- **Axe Y** : Déplacement normalisé (sans unité) – ne représente pas une valeur absolue mais la forme de vibration

Deux courbes sont représentées :

- **Mode 1** (courbe bleue) : déformée fondamentale (première fréquence propre)
- **Mode 2** (courbe orange en pointillé) : second mode, généralement à fréquence plus élevée

4.4.3 Analyse des Résultats

Mode 1 – Déformée Fondamentale

- Forme sinusoïdale simple avec un seul ventre de vibration.
- Déplacement maximum au centre → typique d'un système en flexion libre.
- Représente généralement la fréquence la plus basse, celle qui est la plus susceptible d'être excitée accidentellement par des sources externes (pompe, vibration structurelle, etc.).

Chapitre 4 : Conception et Simulation

Mode 2 – Déformée Supérieure

- Forme comportant deux lobes opposés (antiphase), avec un point nodal central (déplacement nul).
- Cette forme montre une résonance à fréquence plus élevée, souvent associée à des réponses dynamiques plus complexes.
- Si le système est excité à cette fréquence, il risque de subir des phénomènes de résonance locale, parfois destructeurs.

4.4.4 Importance pour l'Installation Hydraulique

- La connaissance de ces modes est essentielle pour éviter les régimes critiques. Il est important de s'assurer que les fréquences de fonctionnement (pompe, vannes, etc.) n'interfèrent pas avec les fréquences propres du système.
- Cela permet aussi d'optimiser l'emplacement des accumulateurs, supports antivibratoires ou ancrages pour éviter l'excitation des modes critiques.

L'étude des formes modales confirme que le système possède un comportement dynamique complexe susceptible d'être influencé par les conditions de service. Une conception rigoureuse tenant compte de ces modes (par exemple via ANSYS Modal Analysis) est donc indispensable pour garantir la fiabilité et la longévité de l'installation hydraulique.

4.6 Conclusion :

L'étude démontre que l'accumulateur joue un rôle vital :

- Dans l'amortissement des pics de pression (réduction du coup de bélier).
- Dans la stabilité du système hydraulique.
- Et dans la longévité des équipements en réduisant les sollicitations mécaniques sur les composants sensibles.

L'approche par conception 3D et simulation numérique s'est révélée indispensable pour optimiser la configuration du système avant même sa mise en œuvre réelle. Elle permet non seulement de visualiser, mais surtout de valider les performances du système dans des conditions extrêmes.

Conclusion générale :

Ce mémoire de fin d'études s'est inscrit dans le cadre de l'analyse des phénomènes vibratoires dans les systèmes de pompage industriels, en particulier ceux associés aux pompes volumétriques alternatives à trois pistons, de type NIKKISO HLD 15K5SF, utilisées dans des conditions de haute pression. L'étude a été motivée par les enjeux de fiabilité, de sécurité et de durabilité des installations industrielles, notamment sur le site gazier de Sonatrach à Hassi R'mel.

À travers une approche par modélisation et simulation numérique sous ANSYS, deux configurations du système de pompage ont été comparées :

- une première avec accumulateurs hydrauliques placés à l'aspiration et au refoulement ;
- une seconde sans accumulateur, représentant le cas non amorti.

Les résultats obtenus ont clairement mis en évidence l'effet bénéfique des accumulateurs sur la réduction des vibrations et l'atténuation des coups de bélier. En effet, la présence de ces dispositifs permet de lisser les fluctuations de pression et de débit induites par le mouvement alternatif des pistons, ce qui contribue à :

- diminuer l'amplitude vibratoire au niveau du corps de pompe et des tuyauteries,
- atténuer l'excitation des fréquences naturelles du système,
- améliorer la stabilité dynamique et la durée de vie de l'équipement.

Par ailleurs, cette étude a permis d'approfondir la compréhension des mécanismes de génération des vibrations dans les systèmes hydrauliques à pistons, et de mettre en avant l'importance d'un dimensionnement et d'une implantation adéquats des accumulateurs pour optimiser le comportement vibratoire global.

En conclusion, ce travail souligne l'importance d'une conception préventive intégrant des dispositifs d'amortissement comme les accumulateurs, pour maîtriser les sollicitations dynamiques dans les systèmes de pompage industriels. Il ouvre également la voie à des perspectives d'amélioration, notamment en ce qui concerne :

- le couplage avec des systèmes de surveillance vibratoire en temps réel,
- l'optimisation du volume et de la pression de précharge des accumulateurs,
- l'étude de différents types de fluide et de conditions transitoires plus complexes.

Liste des références :

- [1] Site web de Sonatrach : [<https://www.sonatrach.com/>]
- [2] API. (2014). Centrifugal Pumps for Petroleum, Petrochemical and Natural Gas Industries.
- [3] Mohamed Adel Abdelhamid Abdelsalam. (2023-12-09). Positive Displacement Pumps (PDP). ResearchGate.
- [4] Gong, K., et al. (2019). "Vibration analysis and fault diagnosis of hydraulic pumps: A review." Renewable and Sustainable Energy Reviews, 115, 109376.
- [5] RMT Reliability Engineering Services UAE. (2024-07-28). Vibration Analysis in Rotating Equipment.
- [6] Parker Olaer. [6][7] (n.d.). High Pressure Bladder Accumulators - EHV Series.
- [7] Zhao, Y., et al. (2023). "Effect of bladder accumulators on vibration suppression in volumetric pumps." Journal of Mechanical Engineering.
- [8] What is piping. (n.d.). Differences between a Centrifugal Pump and a Positive Displacement Pump.
- [9] Zhang, L., et al. (2021). "Numerical simulations of vibration in volumetric pumps using advanced modeling techniques." International Journal of Mechanical Sciences.
- [10] Sonatrach. (2020). "Annual Report 2020." [Site officiel].
- [11] Duffy, E. (2019). "Pump Technology: A Practical Guide." Journal of Fluid Engineering.
- [12] Mohammed, A. A. (2016). Positive Displacement Pumps: A Guide to Performance Evaluation. Wiley
- [13] Haton, D. (2008). Les pompes: Principes, technologies et mise en œuvre. Citation dans le texte : (Haton, 2008)
- [14] Duffy, E. (2019). "Pump Technology: A Practical Guide." Journal of Fluid Engineering.
- [15] Mohammed, A. A. (2016). Positive Displacement Pumps: A Guide to Performance Evaluation. Wiley.
- [16] ISO 13709:2009 (API 610). Pompes centrifuges pour applications pétrolières, pétrochimiques et industrielles.
- [17] Parmakian, J. (1963). Waterhammer Analysis. Dover Publications.
- [18] Streeter, V. L., & Wylie, E. B. (1967). Hydraulic Transients. McGraw-Hill.
- [19] Tameson.fr. (2024, Août 18). Comprendre le fonctionnement et le rôle des clapets anti retour.

- [20] Thomson, W. T. (1993). Theory of Vibration with Applications. Springer.
- [21] Université USTO. (s.d.).Chapitre I Généralités sur les Vibrations et les équations de Lagrange.
- [22] Rao, S. S. (2019).Mechanical Vibrations. Pearson.
- [23] ILO Encyclopaedia of Occupational Health and Safety. Chapitre 50 - Les vibrations.
- [24] Hibbeler, R. C. (2016).Engineering Mechanics: Dynamics. Pearson.
- [25] Main, I. G. (1993).Vibrations and Waves in Physics. Cambridge University Press.
- [26] Kelly, S. G. (2012).Fundamentals of Mechanical Vibrations. McGraw-Hill.
- [27] UNIGE. (2021, Septembre 23).Comment les vibrations créent l'illusion - Faculté de médecine.
- [28] Acoem USA. (2024, Novembre 19). Understanding Phase Analysis in Vibration Diagnostics.
- [29] rbessd Instruments. (2022, Mai 10).Phase Analysis.
- [30] Main, I. G. (1993). Vibrations and Waves in Physics. Cambridge University Press.
- [31] Inman, D.J. (2014). Engineering Vibration. Pearson Education.
- [32] Kelly, S. G. (2012). Fundamentals of Mechanical Vibrations. McGraw-Hill.
- [33] Micro-Lube. (2023, Avril 10). Benefits and Applications of Using a Hydraulic Accumulator in Industrial Systems.
- [34] Flowtech. (2022, Septembre 28). Understanding the function of a hydraulic accumulator.