Correction Exercice 1 — DISTRIBUTION D'EAU

1°) ▻ la pression en D, par le principe de l'hydrostatique :

$P_O - P_D = \rho g(z_D - z_O)$; soit $P_D = P_O - \rho g(z_D - z_O) = 5.10^5 - 1000.10.7 = 4{,}3.10^5$ Pa

▻ la pression en D, par le théorème de Bernoulli entre O et D sans machine :

$\frac{P_D - P_O}{\rho} + \frac{C_D^2 - C_O^2}{2} + g(z_D - z_O) = 0$ avec : $P_D = ?; P_O = 5.10^5 Pa; C_D = C_O = 0; z_D - z_O = 7m; \rho = 10^3 kg/m^3; g = 10 m/s^2$

soit $P_D = P_O - \rho g(z_D - z_O) = 5.10^5 - 1000.10.7 = 4{,}3.10^5$ Pa

2°) Le débit en D' lorsqu'il est ouvert :

▻ Bernoulli entre O et D' sans machine : $\frac{P_{D'} - P_O}{\rho} + \frac{C_{D'}^2 - C_O^2}{2} + g(z_{D'} - z_O) = 0$

avec $C_{D'} = ?; C_O = ?; P_O = 5.10^5 Pa; P_{D'} = 0; z_O = 0; z_{D'} = 8m$

▻ Équation de continuité pour un fluide incompressible : $S_O = 2000\,mm^2; S_{D'} = 30\,mm^2; S_O \cdot V_O = S_{D'} \cdot V_{D'}$

$C_{D'} = \sqrt{P_O - g(z_{D'})\frac{2}{1 - \frac{S_{D'}}{S_O}}} = \sqrt{\frac{420 \cdot 2 \cdot 40000}{40000 - 9}} = 28{,}98\,m/s$ donc $S_{D'} \cdot C_{D'} = 30 \cdot 10^{-6} \cdot 28{,}98 = 869{,}4 \cdot 10^{-6} m^3/s = 5{,}2164\,l/\min$

Correction Exercice 2 — ALIMENTATION D'UNE MACHINE

1°) La célérité dans la conduite 1-2 : $C_{1-2} = \frac{q_v}{S} = \frac{10^{-3} \cdot 4}{\pi \cdot (0{,}0273)^2} = 1{,}708\,m/s$

2°) Nombre de Reynolds : $\Re_e = \frac{C \cdot d}{\upsilon} = \frac{1{,}708 \cdot 27{,}3 \cdot 10^{-3}}{0{,}45 \cdot 10^{-4}} = 1036{,}18 \le 2300$ l'écoulement est laminaire.

3°) L'écoulement laminaire : $\lambda = \frac{64}{\Re_e} = 0{,}0617$

4°) La perte de charge dans la conduite 1-2 :

$J_{1-2} = J_s + J_r = -5 - \lambda \frac{C^2 \cdot L}{2d} = -5 - 0{,}0617 \frac{1{,}708^2 \cdot 4}{2 \cdot 27{,}3 \cdot 10^{-3}} = -18{,}186\,J/kg$

5°) La pression à l'entrée de la pompe : l'équation de Bernoulli entre 1-2 sans machine :

$\frac{P_2 - P_1}{\rho} + \frac{C_2^2 - C_1^2}{2} + g(z_2 - z_1) + J_{1-2} = 0$; $\frac{P_2 - P_1}{\rho} + \frac{C_2^2 - C_1^2}{2} + g(z_2 - z_1) = -18{,}186\,J/kg$

$P_2 = \rho\left(-18{,}186 - \frac{C_2^2}{2} - g(z_2 - z_1)\right) = 900\left(-18{,}186 - \frac{1{,}708^2}{2} - 9{,}81 \cdot 0{,}8\right) = -22117{,}831\,Pa$.

6.1) Relation entre les débits Q_v, Q_{v4}, Q_{v5} : $Q_{V5} = Q_{V4} + Q_V$

6.2) Vitesse de sortie de la tige T du vérin V :

$V = \frac{Q_{V5}}{S_1} = \frac{Q_{V4} + Q_V}{S_1}$ or $Q_{V4} = V \cdot (S_1 - S_2)$ donc : $V = \frac{Q_V}{S_2} = \frac{10^3}{2800} = 0{,}357\,m/s$

6.3) La puissance $\mathcal{P}$ du vérin : $\mathcal{P} = R_T.V = 722{,}568$ W.

6.4) Le rendement du vérin est de 92%, donc $\mathcal{P}_n = \frac{\mathcal{P}}{0{,}92} = \frac{722{,}568}{0{,}92} = 785{,}4\,W$

Correction Problème 1 — POMPE A PISTONS AXIAUX

3.1°) La course "C" du piston 6 : $tg\alpha = \frac{C}{2r}$; donc $C = 2r \cdot tg\alpha$

3.2°) Le volume " V_p" d'huile déplacé par un piston / tour : $V_p = C \cdot \frac{\pi d_p^2}{4}$ en (m^3/tr)

3.3°) La vitesse de rotation de la pompe "$N_p = N_{14}$" $\frac{N_{18}}{N_{41}} = \frac{N_{18}}{N_{36}} \cdot \frac{N_{36}}{N_{41}} = \frac{Z_{36}}{Z_{18}} \cdot \frac{Z_{41}}{Z_{36}} = \frac{Z_{41}}{Z_{18}}$;

donc $N_p = N_{14} = N_{18} = N_{41} \cdot \frac{Z_{41}}{Z_{18}}$

3.4°) Le débit volumique " q_v " de la pompe : $q_V = n_p \cdot n_{cy} \cdot V_p \cdot N_{14}$;

donc $q_V = n_p \cdot n_{cy} \cdot S \cdot C \cdot N_{14}$; alors $q_V = n_p \cdot n_{cy} \cdot \frac{\pi d_p^2}{4} \cdot 2r \cdot tg\alpha \cdot N_{41} \cdot \frac{Z_{41}}{Z_{18}}$

3.5°) La valeur du débit volumique de la pompe " q_v " en (m^3/s) :

$$q_V = 5 \cdot 1 \cdot \frac{\pi \cdot 22^2 \cdot 10^{-6}}{4} \cdot 2 \cdot 30 \cdot 10^{-3} \cdot tg30 \cdot \frac{750}{60} \cdot \frac{70}{35} \quad \text{donc} \quad q_V = 1{,}644 \cdot 10^{-3}\ m^3/s = 1{,}644\ \ell/s$$

4.1°)

enagrO	moN	noitcnoF
V	Vérin simple effet	Transforme l'énergie hydraulique en énergie mécanique de translation.
D	Distributeur 3/2	Assure l'ouverture ou la fermeture d'une ou plusieurs voies de passage au fluide.
L	Limiteur de pression	Limiter la pression de fonctionnement dans un système hydraulique pour protéger les organes du système.
C	Clapet de non retour	Permet le passage du fluide dans un seul sens.
R	Réservoir	- Contenir la qualité de fluide nécessaire à l'alimentation du circuit ; - permettre aux impuretés de se déposer au fond ; - faciliter la dissipation de chaleur ; - Assurer la séparation de l'air emprisonné dans le fluide avant que celui-ci n'arrive à l'entrée de la pompe (dégazage).

4.2°) La vitesse " v_p " de déplacement de la tige du piston :

$$V_p = \frac{4 \cdot q_V}{\pi \cdot D_p^2} = \frac{4 \cdot 1{,}65 \cdot 10^{-3}}{\pi \cdot 0{,}12^2} = 145{,}919 \cdot 10^{-3}\ m/s$$

4.3.1°) La puissance mécanique " P_v " fournit par le vérin : $P_V = F \cdot V_p = 10^5 \cdot 0{,}15 = 15\,kW$

4.3.2°) La pression P_1 de l'huile sur le piston du vérin:

$$P_1 = \frac{P}{q_V} = \frac{18750}{1{,}65 \cdot 10^{-3}} = 11363636{,}3636\ Pa = 113{,}636\ bars$$

4.4°) Le diamètre de la conduite " d_c " en (mm) : $d_C = \sqrt{\frac{4 \cdot q_V}{\pi \cdot V_{C\max i}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1{,}65 \cdot 10^{-3}}{\pi \cdot 6}} = 18{,}713\,mm$

4.5.1°) Le nombre de Reynolds R : $\Re = \frac{V_{Cmaxi} \cdot d_C}{\upsilon} = \frac{6 \cdot 18 \cdot 10^{-3}}{9{,}5 \cdot 10^{-5}} = 1136{,}842 \le 2300$.

4.5.2°) Le type de l'écoulement : l'écoulement est laminaire.

4.5.3°) Le coefficient de perte de charge linéaire λ: $\lambda = \frac{64}{1136{,}842} = 0{,}0562$

4.5.4°) La perte de charge linéaire J_{01} dans la conduite : $J_{01} = \lambda \frac{V_{C\max i}^2 \cdot h_1}{2 \cdot d_C} = 0{,}0562 \frac{36 \cdot 6}{2 \cdot 18 \cdot 10^{-3}} = 337{,}2\ J/kg$

4.6) La pression P_o en (bars), pression de tarage du limiteur de pression (à la sortie de la pompe) : Bernoulli entre 0-1 :

$$\frac{P_1 - P_0}{\rho} + \frac{C_1^2 - C_0^2}{2} + g(z_1 - z_0) + (J_{01} + J_s) = 0 \text{ alors : } P_0 = 113{,}636 + 900\left[0 + 0 + 337{,}2 \cdot 10^{-5} + \frac{2}{900}\right] = 118{,}6708\ bars$$

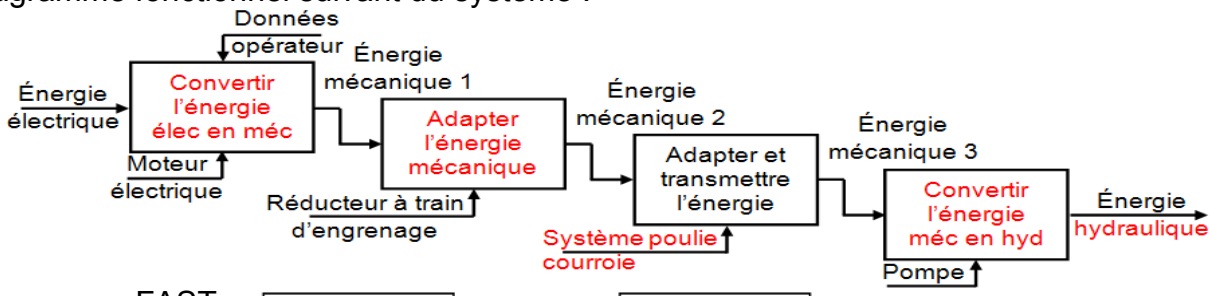
4.7°) La puissance nette de la pompe " $\mathcal{P}_n$ " :

$$\mathcal{P}_n = q_V \cdot \Delta P = q_V \cdot (P_0 - P_e) = 1{,}65 \cdot 10^{-3} \cdot (118{,}6708 - 1) \cdot 10^5 = 19415{,}682\ W$$

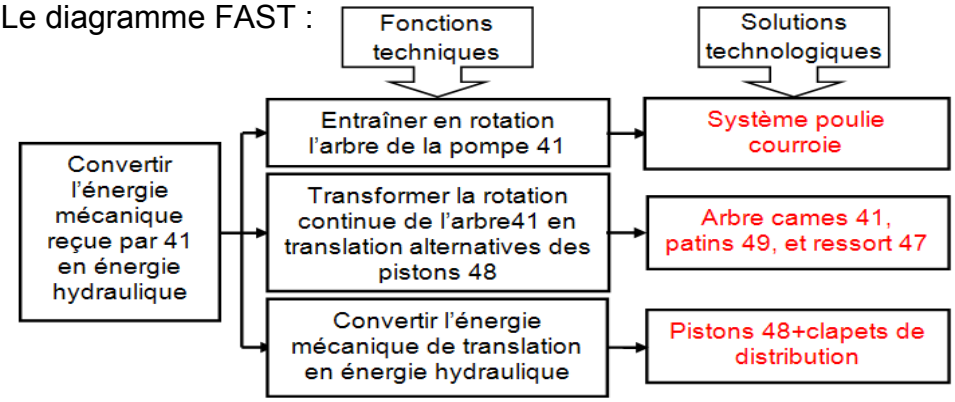
4.8°) Le rendement global " η_G" de cette installation hydraulique : $\eta_g = \frac{\mathcal{P}_V}{\mathcal{P}_n} = \frac{15000}{19415{,}682} = 0{,}7725$

Correction Problème 2 — POMPE A PISTONS EN LIGNE

1°) Le diagramme fonctionnel suivant du système :

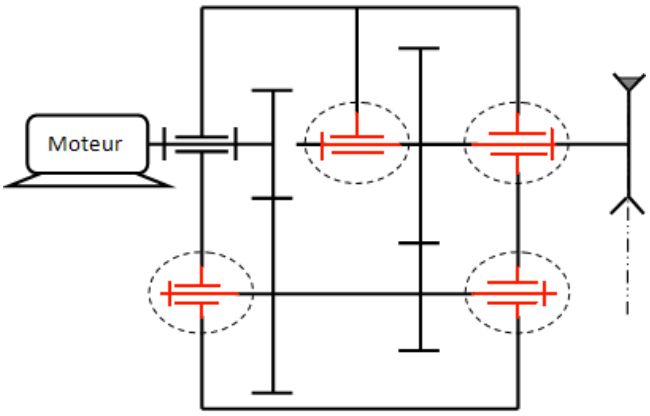


2°) Le diagramme FAST :

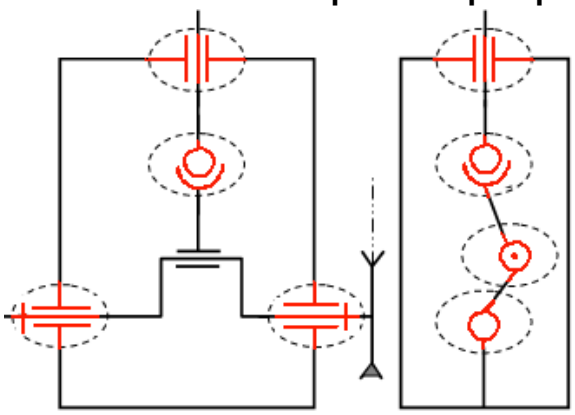


3°)

3a- schéma cinématique du réducteur



3.b- schéma cinématique de la pompe



4°) Une pompe hydraulique transforme l'énergie mécanique en énergie hydraulique par contre un moteur hydraulique transforme l'énergie hydraulique en énergie mécanique.

5°) Le mécanisme est une pompe alternative.

6°) Pompe à engrenage ; Pompe à palettes ; Pompe à pistons axiaux.

7°) La course du piston 48 est C = 2.e = 16 mm.

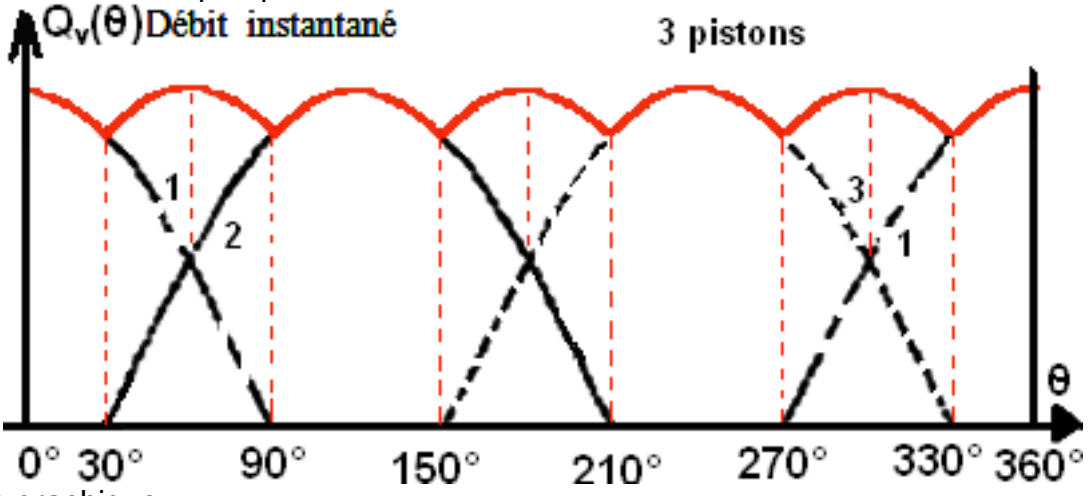
8°) La cylindrée de la pompe : $V = n_P \cdot C \cdot S = 3 \cdot 16 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{\pi \cdot 0,03^2}{4} = 33,9228 \cdot 10^{-6}\ m^3 / tr$

9°) Le débit volumique de la pompe : $Q_V = \frac{V \cdot N_{41}}{60} = \frac{33,9228 \cdot 10^{-6} \cdot 63,78}{60} = 36,0599\ \mathrm{m^3} / s$

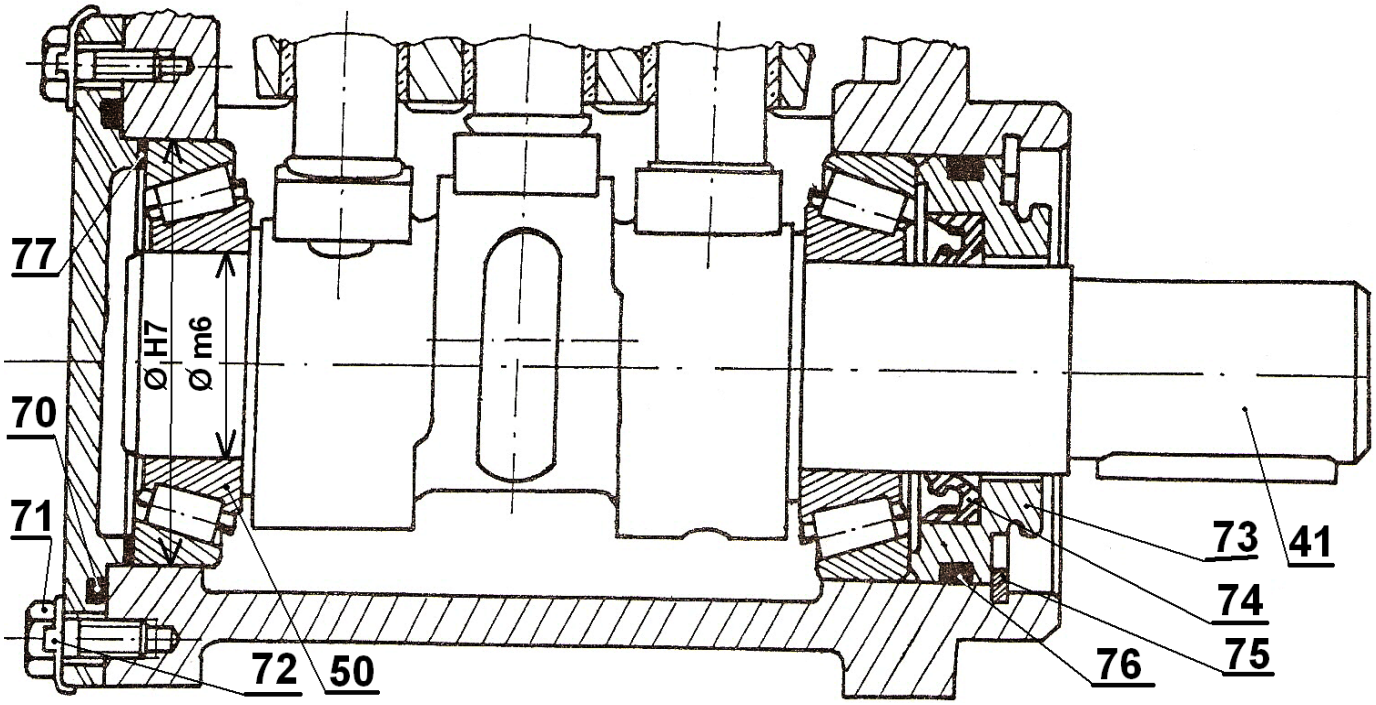
10°) La puissance utile (mécanique) du moto réducteur :

$$\mathcal{P}_{u_{moto}} = \mathcal{P}_{méc} = \frac{\mathcal{P}_{hyd}}{n_g} = \frac{\left(p_{ref} - p_{asp}\right) \cdot Q_V}{n_g} = \frac{250 \cdot 10^5 \cdot 36,0599 \cdot 10^{-6}}{0,8} = 1126,8718\ \mathrm{W}$$

11°) le débit total Q_T de la pompe :



12°) La parie graphique :



Correction Problème 3 — **POMPE A PALETTES**

Aspect physique :

1°) La vitesse de rotation de l'arbre (9) :

$\frac{N_{12}}{N_m}=\frac{N_9}{N_m}=\frac{d_{pm}}{d_{12}}$ d'où $N_9=N_m\cdot\frac{d_{pm}}{d_{12}}=1450\cdot\frac{80}{200}=580\,tr/\min$; alors $\omega_9=\frac{2\pi\cdot N_9}{60}=60{,}726\,rad/s$

2°) Le volume V, déplacé par cette pompe (la cylindrée de la pompe) en fonction de d_7, d_9, e, a et L :

$V=V_7-(V_9+V_5)$ avec $V_7=S_7\cdot L=\frac{\pi\cdot d_7^2}{4}\cdot L$: volume du stator ;

$V_9=S_9\cdot L=\frac{\pi\cdot d_9^2}{4}\cdot L$: volume de l'arbre 9 et $V_5=a\cdot(d_7-d_9)\cdot L=2e\cdot a\cdot L$: volume de la partie de la palette qui sort de l'arbre 9 donc $V=L\left[\frac{\pi}{4}(d_7^2-d_9^2)-2e\cdot a\right]$

3°) La cylindrée de la pompe : $V=96\left[\frac{\pi}{4}(104^2-90^2)-2\cdot7\cdot20\right]=177862{,}944\,mm^3/tr=177{,}862\cdot10^{-3}\,\ell/tr$

4°) Le débit volumique de la pompe : $Q_V=\frac{V\cdot N_9}{60}=\frac{177{,}862\cdot10^{-6}\cdot580}{60}=1{,}719\cdot10^{-3}\,m^3/s$

5°) La vitesse d'écoulement dans la tubulure de refoulement :

$C=\frac{Q_V}{S_{TR}}=\frac{4\cdot Q_V}{\pi\cdot d_{TR}^2}=\frac{4\cdot1{,}5\cdot10^{-3}}{\pi\cdot0{,}025^2}=3{,}0563\,m/s$

6°) Le nombre de Reynolds et le type d'écoulement : $\Re=\frac{C\cdot d_{TR}}{\upsilon}=\frac{3{,}0563\cdot0{,}025}{10^{-6}}=76407{,}5\le10^5$

donc l'écoulement est turbulent lisse.

7°) Les pertes de charge régulières : $J_r=\lambda\cdot\frac{C^2\cdot h}{2\cdot d_{TR}}=\frac{0{,}316}{\Re^{0{,}25}}\cdot\frac{C^2\cdot h}{2\cdot d_{TR}}=\frac{0{,}316\cdot3{,}0563^2\cdot30}{76407{,}5^{0{,}25}\cdot2\cdot0{,}025}=106{,}523\ J/kg$.

8°) la pression à la sortie de la pompe : appliquons Bernoulli entre 1 et 2 :

$\frac{P_2-P_1}{\rho}+\frac{C_2^2-C_1^2}{2}+g(z_2-z_1)+J_{1-2}=0$ alors $P_1=P_2-\rho\left[\frac{C_2^2-C_1^2}{2}+g(z_2-z_1)+J_{1-2}\right]$

Donc : $P_1=10^5+10^3\left[\frac{0-3{,}0563^2}{2}+10\cdot30+\left(106{,}523+\frac{2\cdot10^5}{10^3}\right)\right]=701852{,}515\,Pa=7{,}0185\,bars$.

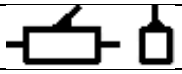
9°) Le sens de rotation de 9 : sens contraire des aiguilles de la montre.

Aspect technologique :

10°) Le nom et le rôle :

Éléments	Nom	Rôle
2	Joint pate	Réalise l'étanchéité statique entre 1 et 3.
4	Ressort de rappel	Expulsé les palettes 5 vers l'extérieur afin d'avoir l'admission et le refoulement.
16	Clavette disque	Éliminer la rotation de la poulie 12/à l'arbre 9.
13	Rondelle plate	Augmenter la surface d'appui de l'écrou 14
15	Rondelle à dents	Réalise le freinage de l'écrou 14.
10	Joint feutre	Réalise l'étanchéité dynamique entre 6 et 9.
8	Vis CHc	Assembler le couvercle 3/ au corps 1.

11°) Tableau des liaisons :

Liaison entre	Nom	Mouvements possibles		Symbole
		Rotation	Translation	
12/9	Encastrement	0	0	
9/6	Pivot	1	0	
3/1	Encastrement	0	0	
5/9	Glissière	0	1	

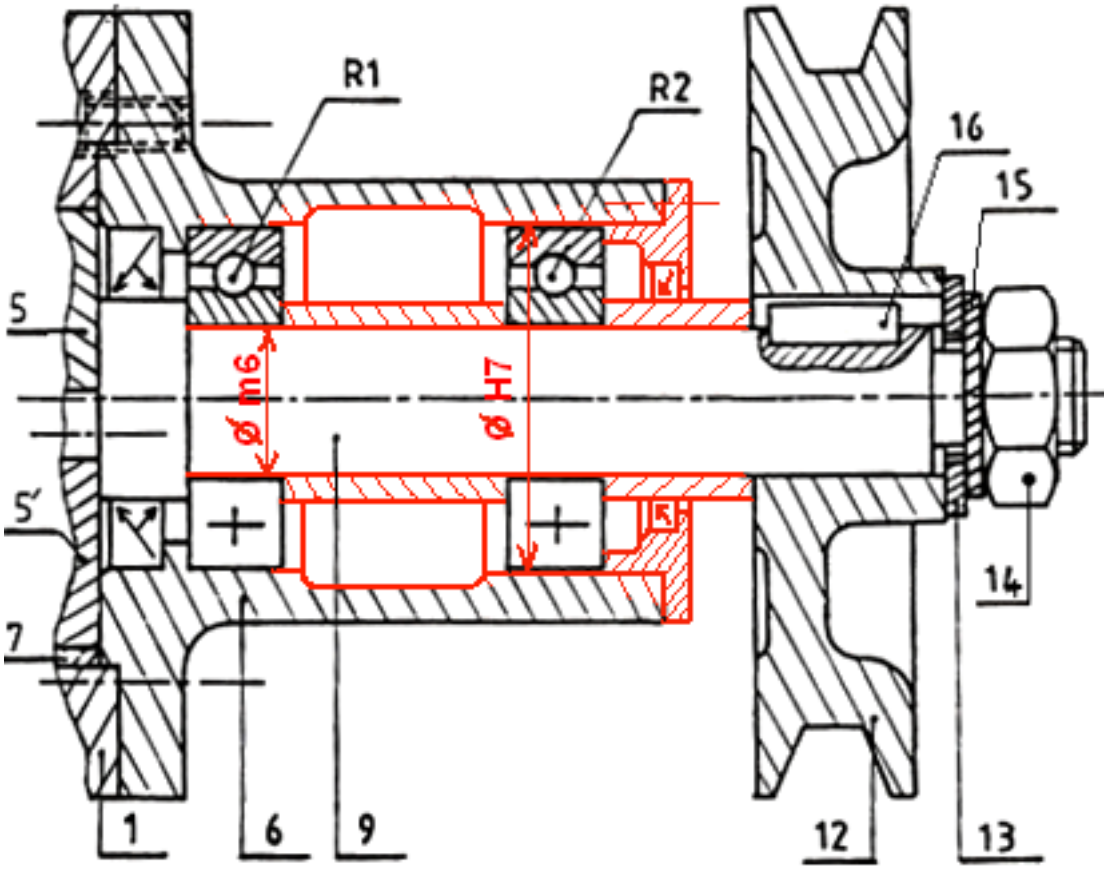
12°) Le stator 7 est en alliage de cuivre pour démunie le coefficient de frottement, et une pièce interchangeable lorsqu'elle est usé.

13°) L'ajustement entre 9/6 et entre 5/9 est un ajustement avec jeu, pour avoir un mouvement relatif entre les pièces.

14°) Vrai ou faux :

Faux	- Pour un alésage tournant la bague intérieure du roulement est toujours montée serrée ;
Faux	- L'étanchéité dynamique se fait entre deux pièces immobiles l'une par rapport à l'autre ;
Vrai	- L'ajustement Ø30 H7 k6 est un ajustement serré ;
Vrai	- Le symbole BC désigne un roulement à une rangée de bille à contact radial ;
Vrai	- Le carbone augmente la fragilité des matériaux ;

15°) Le montage des roulements :



Correction Problème 4

POMPE GÉNÉRATRICE DE PRESSION

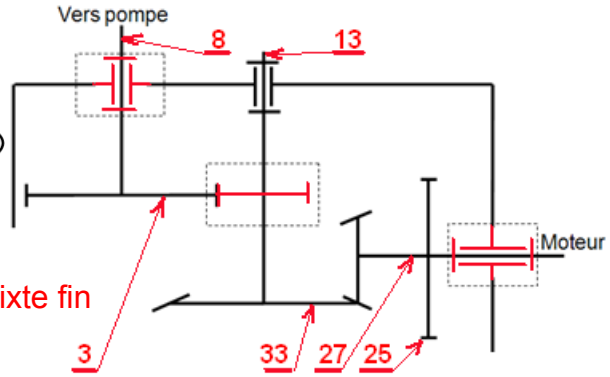
B- Analyse technique :

1- Étude du réducteur :

1.1- L chaîne cinématique :

Moteur → 27 → 33 → 13 → 3 → 8 → Pompe

1.2- Les repère des pièces et le schéma cinématique :



1.3- Les pièces 17 ; 18 et 19, sont dessinés avec un trait mixte fin à deux tirets, pour représenter les pièces voisines.

1.4-

Repère	Nom	Fonction
1	Carter	Protection des organes du mécanisme
4	Clavette parallèle	Élimine la rotation…
6	Circlips pour arbre	Arrêt en translation…
7	Écrou à encoches	Arrêt en translation…
9	Joint à deux lèvres	Assure l'étanchéité dynamique…
10	Roulement BC	Réalise le guidage en rotation…
11	Couvercle	Protection du roulement + Arrêt en translation…
15	Roulement KB	Réalise le guidage en rotation…
23	Roulement BE	Réalise le guidage en rotation…
24	Boitier	Arrêt en translation…
25	Roue dentée	Transmission de puissance entre deux arbres parallèles
26	Roulement RU	Réalise le guidage en rotation…
34	Vis H	Assemblage des pièces…

1.5- Le réducteur permet la réduction de vitesse du moteur.

1.6- 27-33 eng. conique à denture droite et 13-3 eng. cylindrique à denture hélicoïdale :

1.6.1- ♦ Eng. 27-33 : même module ; les axes des roues se coupent au sommet des cônes primitifs,
♦ Eng. 13-3 : même module m_t et m_n ; même angle d'hélice ; sens d'hélices contraires.

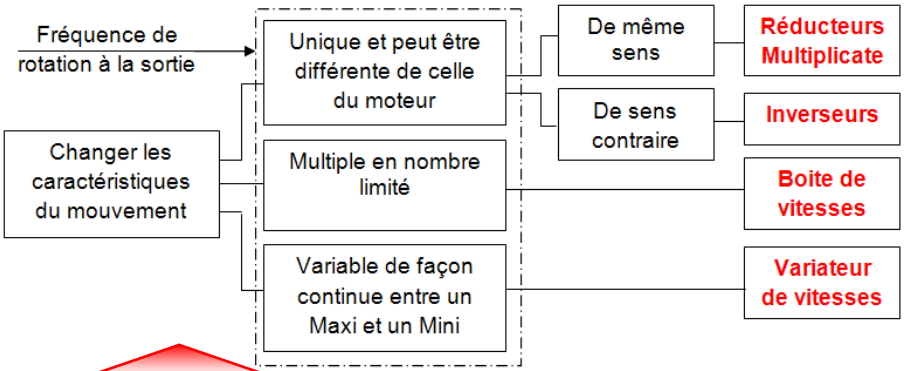
1.6.2- Les caractéristiques de l'engrenage (13-3) :

	Angle d'hélice **β**	Module apparent **m_t**	Module normal **m_n**	Nombre de dents **Z**	Diamètre primitif **d**	Pas normal **P_n**	Hauteur de la dent **h**
Formules			$m_n=m_t.\cos\beta$		$d = m_t . Z$	$P_n = m_n . \pi$	$h = 2,25.m_n$
13	20°	2 mm	1,87 mm	20	40 mm	5,9 mm	4,2 mm
3	20°	2 mm	1,87 mm	80	160 mm	5,9 mm	4,2 mm

1.6.3- La fréquence de rotation N_8 en tr/min : $N_8 = N_{27} \cdot \frac{Z_{27} \cdot Z_{13}}{Z_{33} \cdot Z_3} = \frac{2500 \cdot 18 \cdot 20}{64 \cdot 80} = 175,78\, tr/\min$

1.6.4- ♦ Avantages : Entraînement progressif, transmission silencieuse, effort diminué sur la denture.
♦ Inconvénients : Ils créent des poussées axiales qui exigent des épaulements et des butées, prix élevé.

1.7- Le diagramme FAST :



2- Étude de la pompe :

2.1- Les repères (4 ; 5 ; 7 ; 8 et 9) et le schéma cinématique de la pompe en coupe A-A.

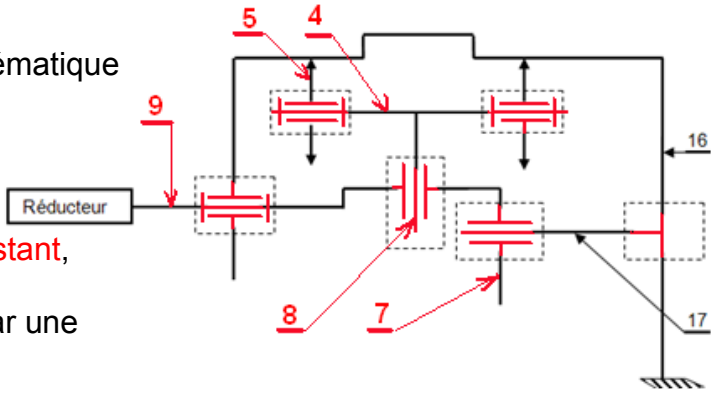
2.2- Pompe volumétrique rotative à pistons radiaux à cylindrée fixe.

2.3- Pompe volumétrique rotative à palettes ; à vis

2.4- Cette pompe est caractérisée par débit un constant, continu et régulier.

2.5- La transformation du mouvement est assuré par une came (anneau à cames).

2.6- Bielle manivelle ; excentrique ; vis écrou…



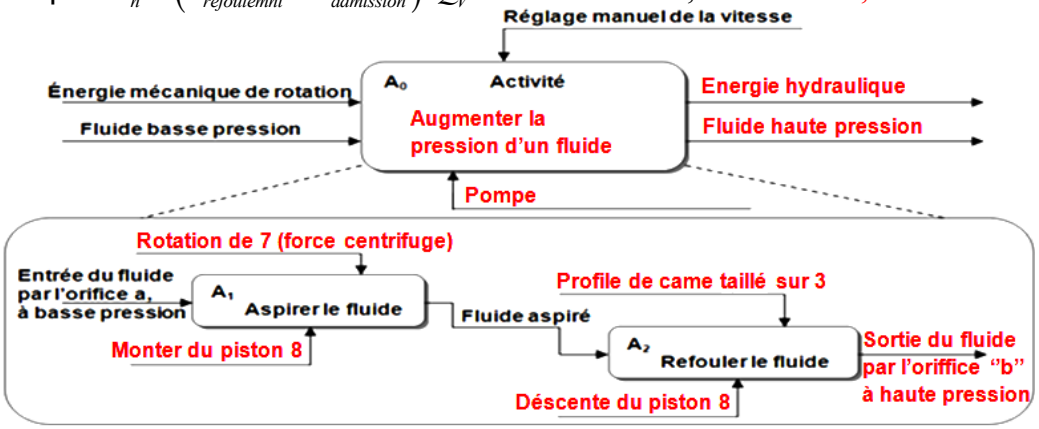
2.7- caractéristique de la pompe :

2.7.1- La cylindrée de la pompe : $C_y = n_p \cdot n_{cy} \cdot \left(R_{\max i} - r_{\min i}\right) \cdot \frac{\pi \cdot d_8^2}{4} = 7 \cdot 4 \cdot 0,01 \cdot \frac{\pi \cdot 0,014^2}{4} = 43102,6 \cdot 10^{-9}\ m^3$

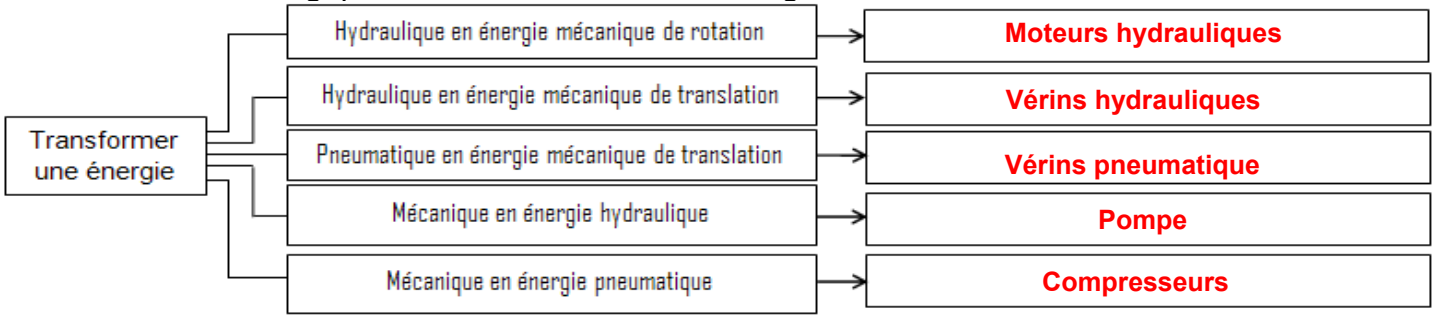
2.7.2- Le débit de la pompe : $Q_V = V \cdot \frac{N_9}{60} = 43102,6 \cdot 10^{-9} \cdot \frac{180}{60} = 129307,95 \cdot 10^{-9}\ m^3/s$

2.7.3- La puissance de la pompe : $\mathcal{P}_n = \left(P_{refoulemnt} - P_{admission}\right) \cdot Q_V = 6 \cdot 10^5 \cdot 129307,95 \cdot 10^{-9} = 77,58 Watts$

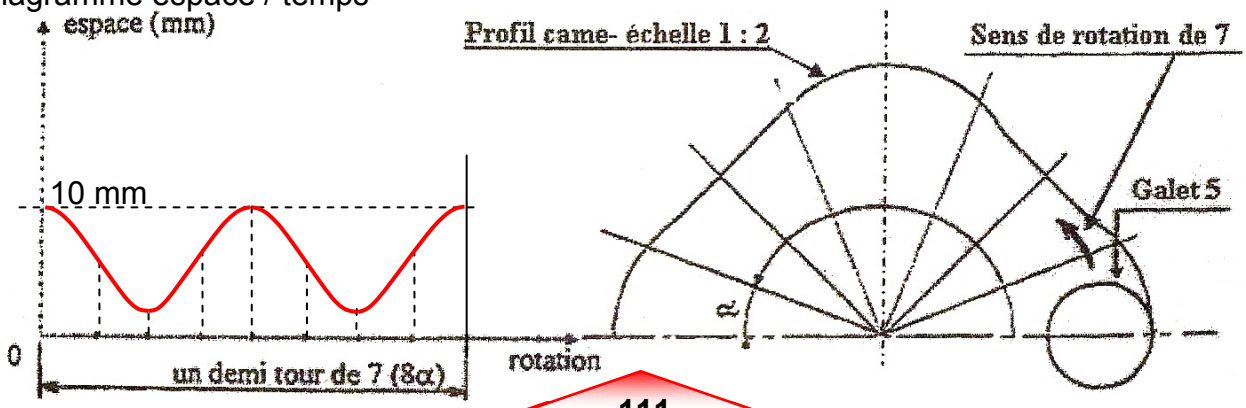
2.8- Le diagramme SADT de la pompe



2.9- Solution technologique de la transformation d'énergie :



2.9-Diagramme espace / temps

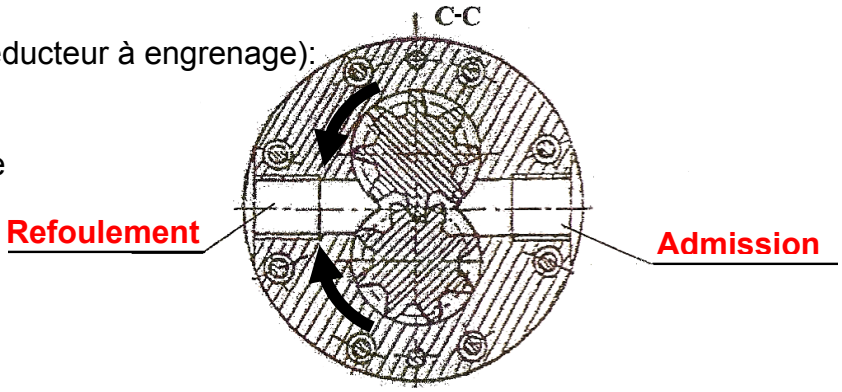


3- Étude de la pompe de lubrification :

Sur la figure ci-dessous coupe C-C (du Réducteur à engrenage):

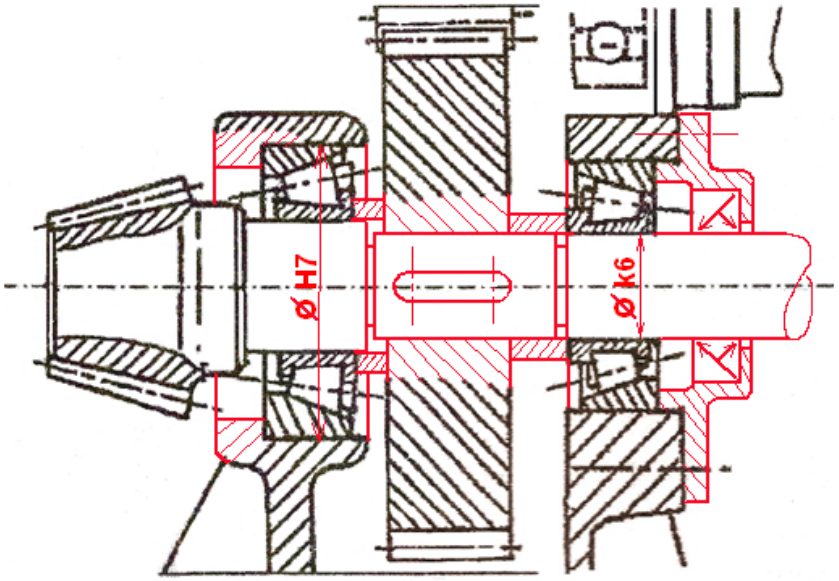
3.1- Le sens de rotation des roues dentées ainsi que le sens de déplacement du lubrifiant, en tenant compte du sens de rotation de l'arbre moteur 27 ;

3.2- L'orifice de refoulement et celui d'aspiration.

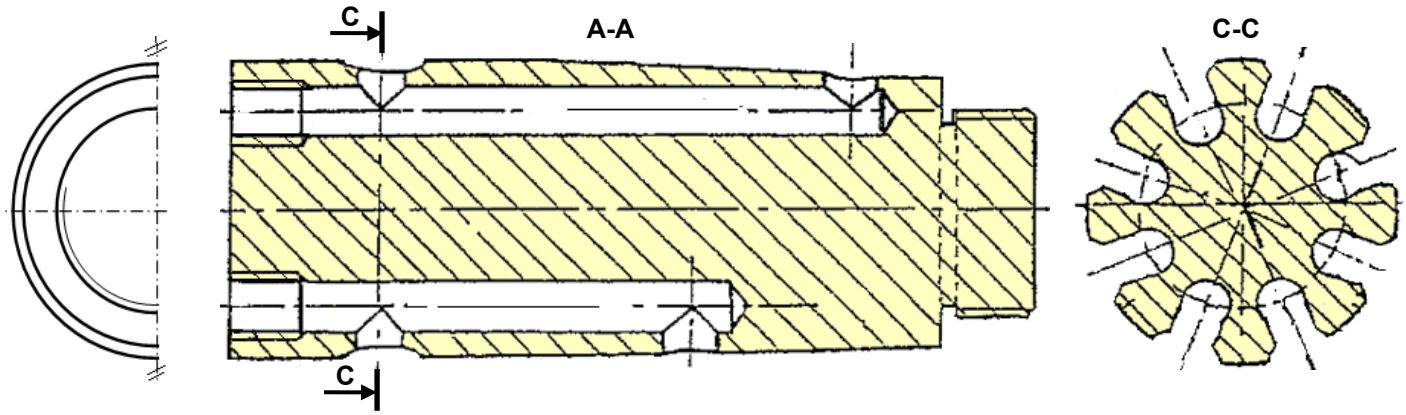


4- Fonction communiqué :

4.1-



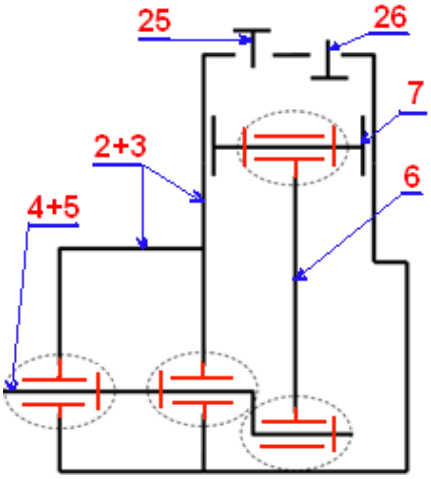
4.2-



Correction Problème 5 — ÉTUDE D'UN COMPRESSEUR

1°) Étude de liaisons :

Liaison	Nom	Schéma en deux vue	Degrés de liberté R	Degrés de liberté T
4/3	Pivot		1	0
5/4	Encastrement		0	0
6/5	Pivot		1	0
7/19	Encastrement		0	0
6/7	Pivot		1	0
7/2	Pivot glissant		1	1
2/3	Encastrement		0	0



2°) Les repères des pièces et schéma cinématique :

3°) Le nom et la fonction des pièces :

Élément	Nom	fonction
6	Bielle	Transforme le mvt de rotation en mvt de translation
7	Piston	Comprimer l'air et le refouler vers le réservoir
12	Roulement BC	Réaliser le guidage en rotation
16	Coussinet	Réaliser le guidage en rotation et démunie le frottement
23	Vis CHc	Réaliser l'assemblage du couvercle 10/au corps 1
26	Clapet	Assurer l'aspiration de l'air
30	Segment	(Joint métallique) Réaliser l'étanchéité dynamique
33	Chemise	Protection du cylinde contre les gorges

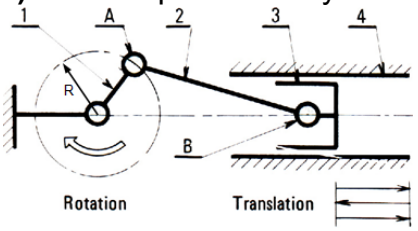
4°) Les pièces 1, 2, 4 et 5 sont en :

- ♦ JGL : Fontes à graphite lamellaire ;
  200 : La valeur de la résistance minimale à la rupture par extension en Mpa ;
- ♦ G-A9Z : Alliage de magnésium avec 9% d'aluminium et quelque addition de Zinc
- ♦ 42 Cr Mo 4 : Aciers faiblement alliés avec 0,42% de carbone, 1% de chrome et quelque addition de molybdène ;
- ♦ C 45 : Acier non allié avec 0,45% de carbone.

5°) La vitesse angulaire : $\omega_4 = \frac{2\pi \cdot 1500}{60} = 157\, rad/s$

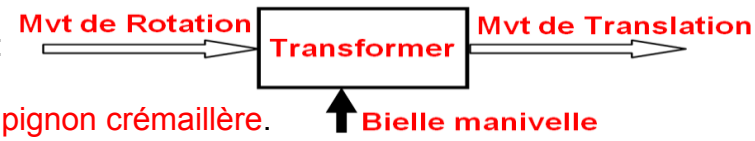
6°) Système bielle manivelle.

7°) Les composant ce système en fonction des termes généraux :



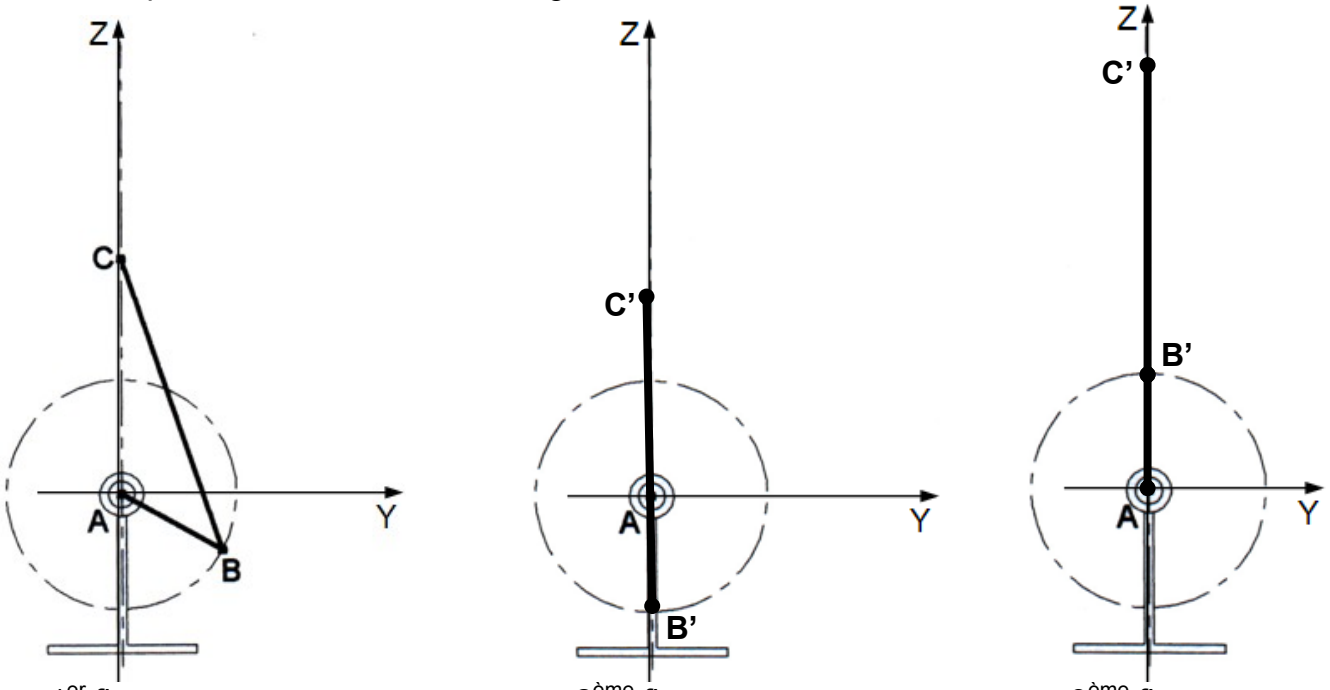
Termes généraux		Désignation des pièces du compresseur d'air
1	Manivelle	Vilebrequin
2	Bielle	Bielle
3	Coulisseau	Piston
4	Glissière	Cylindre

8°) Le SADT du système bielle manivelle :



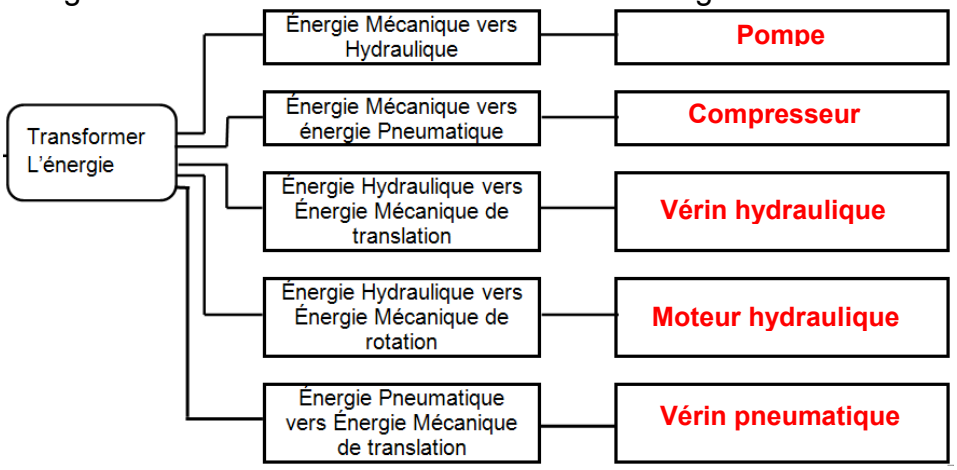
9°) Les cames ; excentrique ; vis écrou et pignon crémaillère.

10°) Le segment **B'C'** et **B''C''**sur la 2ème figure et la 3ème figure, en phase d'aspiration 2ème figure et en phase de refoulement 3ème figure.

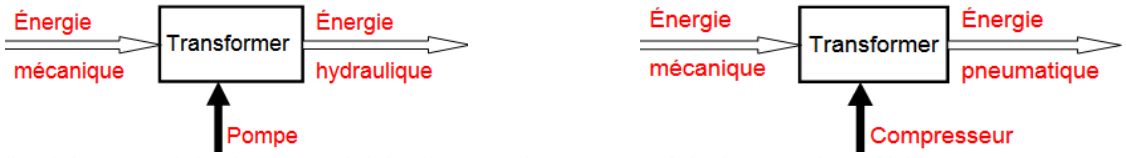


1er figure 2ème figure 3ème figure

11°) Complétez le diagramme FAST de la transformation de l'énergie suivant ?



12°) Expliquer la différence entre une pompe et un compresseur par le diagramme SADT?



13°) Cocher la (les) bonne (s) réponse (s) indiquant les caractéristiques du débit de ce compresseur :

Constant ☒ continu ☐ Variable ☐ Discontinu ☒

14°) Le clapet d'aspiration : C1. Le clapet de refoulement : C2.

15°) La course du piston 7 : C_7 = 2.e = 40 mm

16°) La cylindrée du compresseur : $V = \frac{\pi \cdot d_p^2}{4} \cdot C_7 = \frac{\pi \cdot (0,056)^2}{4} \cdot 0,04 = 98,4704 \cdot 10^{-6}\ m^3$

17°) Le débit volumique Q_v du compresseur : $Q_V = \frac{V \cdot N_4}{60} = \frac{98{,}4704 \cdot 10^{-6} \cdot 1500}{60} = 24{,}6176 \cdot 10^{-4}\ m^3/s$

$= 147{,}7056\ \ell/\text{min}$

18.1°) L'effort dû à la pression de l'aire comprimé en phase de refoulement : $F = \frac{P}{S} = \frac{10}{23} = 0{,}434\ daN$

18.2°) Le moment fléchissant dans les travées CA et AB en fonction de T0 et F :

PFS : $\sum \overrightarrow{\mathcal{M}F_{ext/B}} = \sum \overrightarrow{\mathcal{M}T_{0/B}} + \sum \overrightarrow{\mathcal{M}A_{/B}} + \sum \overrightarrow{\mathcal{M}B_{/B}} + \sum \overrightarrow{\mathcal{M}F_{/B}} = 0$

$\sum \overrightarrow{\mathcal{M}F_{ext/B}} = T_0 \cdot 2a - \left\|\vec{A}\right\| \cdot a + 0 - F \cdot a = 0$ d'où $\left\|\vec{A}\right\| = \frac{T_0 \cdot 2a - F \cdot a}{a} = 2T_0 - F$

Zone CA $0 \le x \le a$ Alors $\mathcal{M}_{fGz} = -T_0 \cdot x$; $si \begin{cases} x = 0; \mathcal{M}_{fGz}(0) = 0 \\ x = 45; \mathcal{M}_{fGz}(45) = -45T_0 \end{cases}$

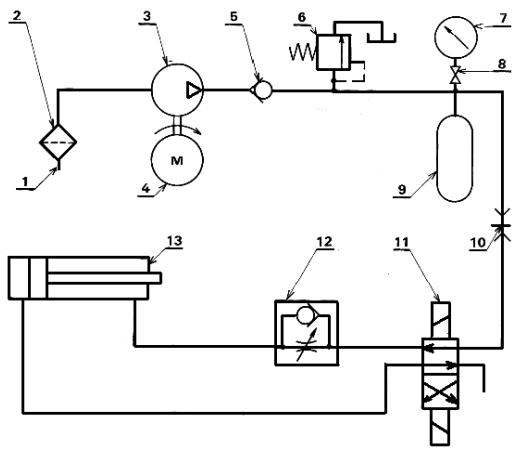
Zone AB $a \le x \le 2a$ Alors $\mathcal{M}_{fGz} = -T_0 \cdot x + \left\|\vec{A}\right\|(x-a)$; $si \begin{cases} x = 45; \mathcal{M}_{fGz}(45) = -45T_0 \\ x = 2 \cdot 45; \mathcal{M}_{fGz}(2 \cdot 45) = -45\left\|\vec{A}\right\| \end{cases}$

18.3°) La contrainte maximale dans l'arbre 4 :

$$\sigma_{maxi} = \frac{\mathcal{M}_{fGz\,maxi}}{I_{Gz}} \cdot y_{maxi} = \frac{\mathcal{M}_{fGz\,maxi}}{\frac{\pi \cdot d^4}{64}} \cdot y_{maxi} = \frac{13304{,}7}{\frac{\pi \cdot 20^4}{64}} \cdot 10 = 16{,}948\ MPa$$

19°) Ce compresseur alimente une installation pneumatique d'une presse (voir schéma), donner le nom de chaque éléments de cette installation :

Repère	Désignation
1	Conduite d'aspiration
2	Filtre
3	Compresseur volumétrique alternatif à cylindrée fixe
4	Moteur électrique
5	Clapet de non retour
6	Limiteur de pression
7	Manomètre
8	Robinet (symbole générale)
9	Accumulateur
10	Raccordement rapide sans clapet de non retour
11	Distributeur 4/2 bistable à commande électroaimant
12	Clapet de non retour avec étranglement réglable
13	Vérin double effet à simple tige



19°) Fonction communiquer :

