

CHAPITRE III : DIMENSIONNEMENT DES ORGANES HYDRAULIQUES

Il s'agit de réaliser un ensemble constitué de 2 vérins identiques à déplacements simultanés.

Les 2 vérins supportent :

- Le poids du tablier supérieur.
- La force de pliage à exercer sur la tôle.

Le cycle de déplacement des deux vérins est le suivant :

- Descente rapide des vérins à $23[mm/s]$ sur une distance de $60mm$.
- Descente lent des vérins à $10[mm/s]$ sur une distance de $40mm$.
- Remonté des vérins à $25[mm/s]$.

Sur une course maximale $C = 100mm$

III.1. DETERMINATION DES DIVERS FORCES

- La force nécessaire pour équilibrer la masse :

Les paramètres des vérins sont :

- La charge total supportée par les vérins ou masse du tablier supérieur « m_t » = $110[kg]$.
- La course des vérins « C » = $100[mm]$.
- L'accélération de la pesanteur « g » = $9,81[m/s^2]$

Le poids de la matrice supérieure serait :

$$P = m_t \times g \quad (12)$$

$$= 110 \times 9,81$$

D'où $P = 1079,1[N]$

- La force nécessaire au pliage « F_p »:

La force de pliage dépend de la résistance à la rupture par extension du matériau, de son épaisseur et de l'ouverture du vé.

Pour : - l'aluminium $R_m = 200$ à $300[N/mm^2]$

- l'acier de construction mécanique $R_m = 370$ à $450[N/mm^2]$

- l'acier inoxydable $R_m = 650$ à $700[N/mm^2]$

Afin de dimensionner la presse plieuse, considérons la $R_m = 700[N/mm^2]$ de l'acier inoxydable et d'épaisseur de référence " e " = $2[mm]$.

Comme : $V = 6 \times e = 12[mm]$

De (9) : $F_p = 38888,89[daN/m]$

$$F_p = 39000[daN/m]$$

C'est la force nécessaire pour plier la tôle d'acier inoxydable d'épaisseur $2mm$ sur une longueur de $1m$. Mais pour dimensionner les organes de la presse, posons la force de pliage $F_p = 40000[daN/m] \approx 40[T/m]$.

D'où, la force maximum déployée par chaque vérin serait donc :

$$F = 20000[daN/m]$$

III.2. DIMENSIONNEMENT DES VERINS A DOUBLE EFFET

- Détermination de la tige du vérin

La longueur libre (ou flambage) du vérin est : $L_f = C \times K$ (13)

Avec : - K : coefficient du mode de fixation

- C : course des vérins

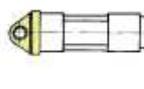
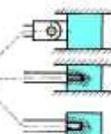
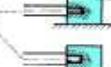
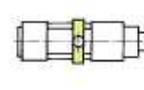
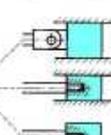
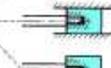
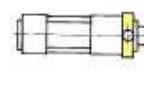
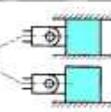
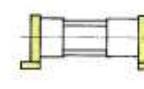
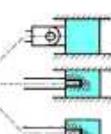
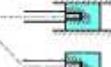
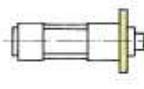
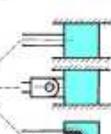
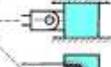
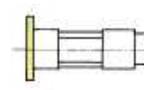
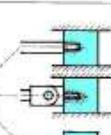
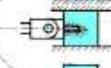
Mode de fixation	Guidage de la masse	Correction K
		2
		1,5
		4
		1,5
		1
		3
		1
		2
		0,7
		0,5
		2
		0,5
		0,7
		2
		1
		1,5
		4

Tableau 5: Détermination du coefficient du mode de fixation "K"

Les deux vérins sont à fixations sur pattes avec tige guidée. Sur le tableau précédent, $K = 2$.

De (13) : La longueur de flambage $L_f = 200[mm]$

D'après le diagramme suivant qui aide à la détermination du diamètre de la tige " d " en fonction l'effort de pliage et de la longueur de flambage, $d = 70mm$.

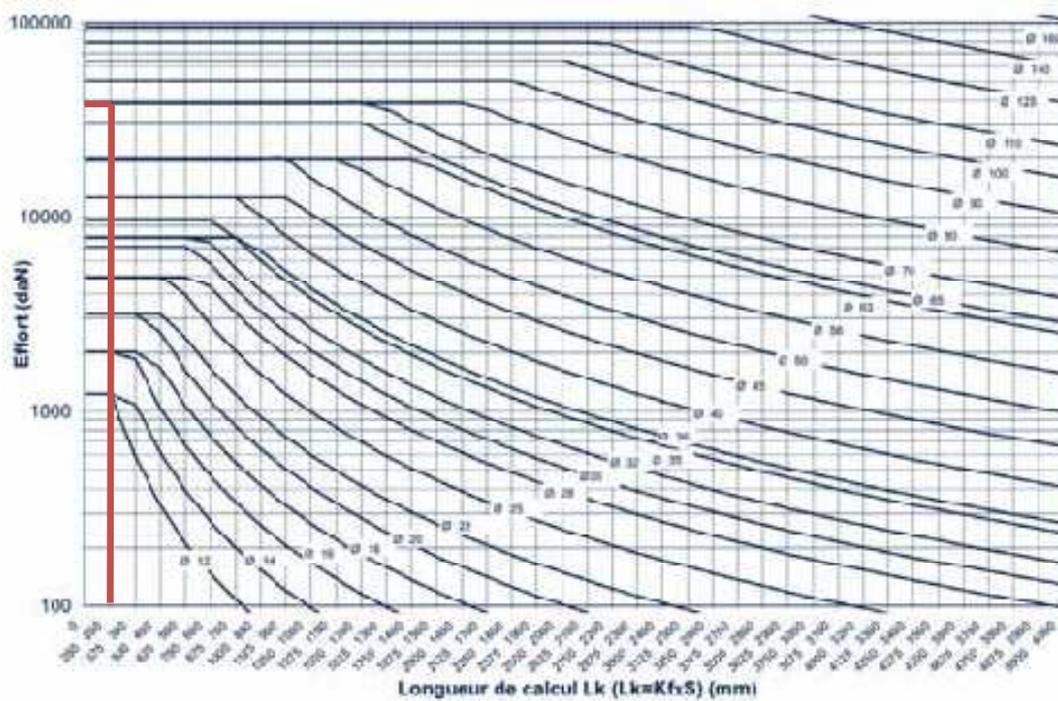


Figure 23: Détermination du diamètre de la tige

- **Détermination du diamètre du piston :**

Connaissant le diamètre de la tige du vérin et l'effort maximum de pliage, le diamètre du piston est donné par le tableau de « sections sur efforts développés ».

Pour : $d = 70[mm]$

$$F = 20000[daN/m]$$

Le diamètre du piston du vérin est :

$$D = 125[mm]$$

- **Détermination de la pression du vérin :**

Pour l'effort de pliage à la sortie de la tige, la pression utile est :

$$p = \frac{F}{S} \quad (14)$$

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

D'où : $S = 122,72[cm^2]$

Alors : $p = 162,97 \approx 163[\text{bars}]$

SECTIONS / EFFORTS DÉVELOPPÉS

ø D Alésage	ø d Tige	602/0'2	602/0'1	602'2	S1 (cm²)	S2 (cm²)	S1/S2	Effort poussant : F1 (en daN)			Effort tirant : F2 (daN)			Débit à 0,1 m/s Qv1 Qv2	
								160 bar	200 bar	250 bar	160 bar	200 bar	250 bar	(L/min)	(L/min)
25	12	X			4,91	3,78	1,30	785			604			2,9	2,3
	14		X			3,37	1,46				539			2,9	2,0
	18	X	X			2,36	2,08				378			2,9	1,4
32	14	X			8,04	6,50	1,24	1287			1040			4,8	3,9
	18	X	X			5,50	1,46				880			4,8	3,3
	22	X	X			4,24	1,90				679			4,8	2,5
40	18	X			12,57	10,02	1,25	2011			1603			7,5	6,0
	22	X	X			8,77	1,43				1402			7,5	5,3
	28	X	X			6,41	1,96				1025			7,5	3,8
50	22	X			19,63	15,83	1,24	3142	3927	4909	2533			11,8	9,5
	28	X	X			13,48	1,46				2156			11,8	8,1
	32			X		11,59	1,69				1855	2318	2898	11,8	7,0
	36	X	X	X		9,46	2,08				1513	1891	2364	11,8	5,7
63	28	X			31,17	25,01	1,25	4988	6234	7793	4002			18,7	15,0
	36	X	X			20,99	1,48				3359			18,7	12,6
	40			X		18,61	1,68				2977	3721	4652	18,7	11,2
	45	X	X	X		15,27	2,04				2443	3054	3817	18,7	9,2
80	36	X			50,27	40,09	1,25	8042	10053	12566	6414			30,2	24,1
	45	X	X			34,36	1,46				5498			30,2	20,6
	50			X		30,63	1,64				4901	6126	7658	30,2	18,4
	56	X	X	X		25,64	1,96				4102	5127	6409	30,2	15,4
100	45	X			78,50	62,64	1,25	12566	15708	19635	10022			47,1	37,6
	56	X	X			53,91	1,46				8626			47,1	32,3
	63			X		47,37	1,66				7579	9473	11842	47,1	28,4
	70	X	X	X		40,06	1,96				6409	8011	10014	47,1	24,0
125	56	X			122,72	98,09	1,25	19635	24544	30680	15694			73,6	58,9
	70	X	X			84,23	1,46				13477			73,6	50,5
	80			X		72,45	1,69				11592	14491	18113	73,6	43,5
	90	X	X	X		59,10	2,08				9456	11820	14775	73,6	35,5
160	70	X			201,06	162,58	1,24	32170	40212	50265	26012			120,6	97,5
	90	X	X			137,44	1,46				21991			120,6	82,5
	100			X		122,52	1,64				19604	24504	30631	120,6	73,5
	110	X	X	X		106,03	1,90				16965	21206	26507	120,6	63,6
200	90	X			314,16	250,54	1,25	50265	62832	78540	40087			188,5	150,3
	110	X	X			219,13	1,43				35060			188,5	131,5
	125			X		191,44	1,64				30631	38288	47860	188,5	114,9
	140	X	X	X		160,22	1,96				25635	32044	40055	188,5	96,1
250	160			X	490,87	289,81	1,69	78540	98175	122718	46370	57962	72453	294,5	73,9
	180			X		236,40	2,08				37825	47281	59101	294,5	141,8

Tableau 6: Sections/ efforts développés

Choix des vérins :

Comme les 2 vérins sont identiques, chacun d'eux ont les caractéristiques suivant :

2 vérins (Ø125 × 70)	
Type de vérin (norme)	ISO 6020/1
Type de vérin (forme)	vérin à double effet
Diamètre de l'alésage	125[mm]
Diamètre de la tige	70[mm]
Course	100[mm]
Pression d'utilisation	163[bars]
Effort de pliage maximum	20000[daN/m]
Étanchéité de la tige	joints à 2 lèvres
Étanchéité du piston	joints à 2 lèvres

Tableau 7: Choix des vérins

III.3. CALCUL DU DEBIT DANS LES VERINS

Pour les 2 vérins (Ø125 × 70)

$$S_{piston} = 122,72[cm^2]$$

$$S_{annulaire} = 84,23[cm^2]$$

- Débit nécessaire pour la descente rapide ($V_{dr} = 23[mm/s]$)

$$q_{dr} = S_{piston} \times V_{dr} = 122,72 \times 2,3 = 282,25[cm^3/s]$$

Soit : $q_{dr} = 16,93 \approx \mathbf{17[l/mn]}$

- Débit nécessaire pour la descente lente ($V_{dl} = 10[mm/s]$)

$$q_{dl} = S_{piston} \times V_{dl} = 122,72 \times 1 = 122,72[cm^3/s]$$

Soit : $q_{dl} = \mathbf{7,36[l/mn]}$

- Débit nécessaire pour la remontée ($V_r = 25[mm/s]$)

$$q_r = S_{annulaire} \times V_r = 84,23 \times 2,5 = 210,57[cm^3/s]$$

Soit : $q_r = \mathbf{12,63[l/mn]}$

III.4. DETERMINATION DES TUYAUTERIES

- Dimensionnement :

Le débit dans le circuit étant considéré comme constant vu que pour un fluide circulant dans une conduite comportant des diamètres différents, la valeur absolue du débit "Q" est la même partout dans la conduite. Il prendra la valeur du débit qui a la plus grande valeur. Or, le débit dans la partie de refoulement est divisé en deux, afin d'alimenté les deux vérins.

$$D'où : Q = 17 \times 2 = \mathbf{34[l/mn] \text{ ou } 566,66[cm^3/s]}$$

En hydraulique industrielle, les vitesses dans les conduites sont de l'ordre de:

4 à 8[m/s] dans les conduites de refoulement ;

2 à 4[m/s] dans les conduites de retour ;

0,5 à 1,5[m/s] dans les conduites d'aspiration.

$$\text{Comme : } S_{int} = \frac{Q}{V}$$

Avec : - S_{int} : section intérieur de la conduite.

- V : vitesse du fluide dans la conduite.

$$\text{Alors le diamètre intérieur de la conduite est : } d_{int} = \sqrt{\frac{4 \times Q}{\pi \times V}}$$

- Dans les conduites de refoulement, $V_p = 5[m/s]$. Il faut une section de :

$$d_{p,int} = \sqrt{\frac{4 \times 566,66}{\pi \times 500}} = 1,20[cm] = \mathbf{12[mm]}$$

- Dans les conduites de retour, $V_r = 2,5[m/s]$. Il faut une section de :

$$d_{r,int} = \sqrt{\frac{4 \times 566,66}{\pi \times 250}} = 1,69[cm] = \mathbf{16,9[mm]}$$

- Dans les conduites de d'aspiration, $V_a = 1,5[m/s]$. Il faut une section de :

$$d_{a,int} = \sqrt{\frac{4 \times 566,66}{\pi \times 150}} = 2,19[cm] = \mathbf{21,9[mm]}$$

Le tableau suivant issu de DIN2445 permet de trouver le diamètre intérieur et extérieur en fonction de l'épaisseur "s" de la conduite.

$p_{nom} = 100 \text{ bar}$		$p_{nom} = 160 \text{ bar}$		$p_{nom} = 250 \text{ bar}$		$p_{nom} = 320 \text{ bar}$		$p_{nom} = 400 \text{ bar}$	
$p_{max} = 145 \text{ bar}$		$p_{max} = 205 \text{ bar}$		$p_{max} = 295 \text{ bar}$		$p_{max} = 365 \text{ bar}$		$p_{max} = 425 \text{ bar}$	
D	s	D	s	D	s	D	s	D	S
6	1	6	1	6	1	6	1	6	1.5
8	1	8	1	8	1.5	8	1.5	8	2
10	1	10	1	10	1.5	10	1.5	10	2
12	1	12	1.5	12	2	12	2	12	2.5
16	1.5	16	1.5	16	2	16	2.5	16	3
20	1.5	20	2	20	2.5	20	3	20	4
25	2	25	2.5	25	3	25	4	25	5
30	2.5	30	3	30	4	30	5	30	6
38	3	38	4	38	5	38	6	38	8
50	4	50	5	50	6	50	8	50	10

Tableau 8: Diamètre extérieur selon DIN2445

En prenant référence sur le tableau, les valeurs normalisées sont:

	refoulement	retour	Aspiration
d_{int} (mm)	13	20	24
d_{ext} (mm)	16	25	30
s (mm)	1,5	2,5	3
$S_{int}(cm^2)$	1,32	3,14	4,52
V (m/s)	5	2,5	1,5

Tableau 9: Dimension des tuyauteries

- Choix des tuyauteries

Le tuyau peut être choisi en fonction de la pression de service et du diamètre intérieur.

D'après le diagramme ci après, on choisit donc :

- Tuyauterie de refoulement : en 1SN
- Tuyauterie de retour : en R8
- Tuyauterie d'aspiration : en 2SN

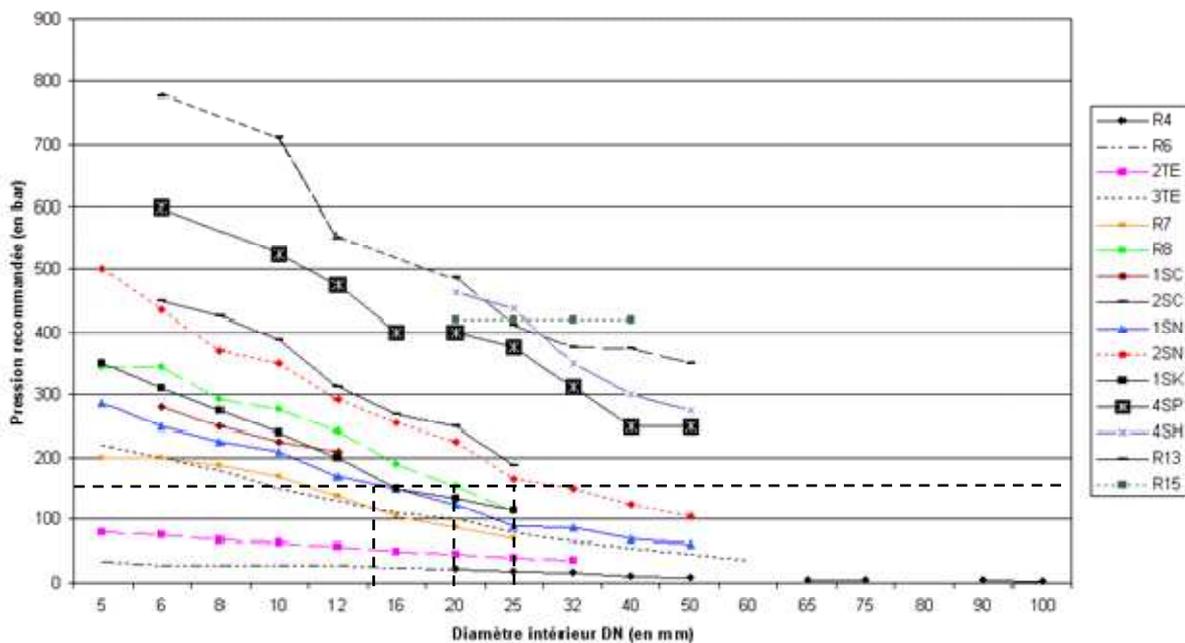


Figure 24: Choix de la tuyauterie

III.5. LES PERTES DE CHARGES

Des qu'il y a une chute de pression entre la sortie et l'entrée d'un système, il y a perte de charge. Dans une conduite hydraulique, il est toujours transformé en chaleur qui est directement reliée au débit et à la perte ou à la baisse de pression. Ce qui est néfaste au rendement et au fonctionnement de la machine.

Concernant la façon dont s'écoule un fluide, il y en a deux :

- L'écoulement laminaire pour lequel l'écoulement du fluide est calme car les lignes de courant ou la trajectoire des particules restent stables et parallèles entre elles.
- L'écoulement turbulent pour lequel l'écoulement est instable ou aléatoire car les lignes de courant ou la trajectoire des particules sont désordonnés.

Le régime turbulent se caractérise par une perte énergétique plus grande et une émission sonore important dans les tuyauteries dues à la vibration. Or, pour l'écoulement laminaire, ces défauts sont minimisés.

Le passage d'un écoulement à l'autre se définit par le nombre de Reynolds qui permet de donner approximativement la frontière entre les deux types d'écoulement. Tel que :

$$R_e = \frac{V \times d}{\nu} \quad (15)$$

Avec : $-R_e$: nombre de Reynolds [nombre sans dimension]

$-d$: diamètre intérieur de la conduite [cm]

$-V$: vitesse moyenne du fluide en [m/s]

$-\nu$: viscosité cinématique du fluide en [cst] ou [mm²/s]

Pour un tube hydraulique lisse, si :

- $R_e < 1200$: l'écoulement est dit laminaire.
- $R_e > 2300$: l'écoulement est dit turbulent.
- $1200 < R_e < 2300$: l'écoulement est incertain mais il est considéré comme turbulent.

Ce nombre de Reynolds aide à la détermination de la perte de charge qui est définie par la formule :

$$\Delta p = \lambda \times \frac{L}{d} \times \frac{\rho}{2} \times V^2 \quad (16)$$

$$\Delta p = \xi \times \frac{\rho}{2} \times V^2 \quad (17)$$

Avec : - ξ : coefficient de perte de charge

- ρ : masse volumique du fluide [kg/m^3]

- L : longueur de la conduite [m]

Pour un écoulement laminaire : $\lambda = \frac{64}{Re}$ (18)

Pour un écoulement turbulent : $\lambda = 0,316 \times Re^{-0,25}$ (19)

- **Choix du fluide :**

Pour avoir un écoulement laminaire dans toute la conduite, il faut que la viscosité cinématique du fluide vérifie la condition : $Re < 1200$.

$$D'où : \quad v > \frac{v \times d}{1200}$$

Tuyauterie de refoulement

Avec : $V_p = 5[m/s]$ et $d_p = 13[mm]$

$$v > \frac{500 \times 1,3}{1200} = 0,54 = 54[cst]$$

Tuyauterie de retour

Avec : $V_r = 2,5[m/s]$ et $d_r = 20[mm]$

$$v > \frac{250 \times 2}{1200} = 0,41 = 41[cst]$$

Tuyauterie d'aspiration

Avec : $V_a = 1,5[m/s]$ et $d_a = 24[mm]$

$$\nu > \frac{150 \times 2,4}{1200} = 0,3 = 30[cst]$$

Le fluide hydraulique est une huile minérale qui aura une viscosité $\nu > 54[cst]$.

Classe	15	22	32	46	68	100	150
Mini	13.5	19.8	28.8	41.4	61.2	90	135
Maxi	16.5	24.2	35.2	50.6	74.8	110	165

Viscosité exprimée en mm^2/s

Tableau 10: Classe de viscosité cinématique des fluides

Issu de la norme ISO ASTM, le fluide à utiliser est : **ISO VG 68**

Avec : $\nu = 68[cst]$ viscosité cinématique à $40^\circ C$ de masse volumique $\rho = 0,9[kg/m^3]$

- **Perte de charge dans les tuyauteries**

- Dans la tuyauterie de refoulement

Pour une conduite de longueur : $L = 2,8[m]$; $V_p = 5[m/s]$; $d_p = 13[mm]$

$$R_e = \frac{V_p \times d_p}{\nu} = \frac{500 \times 1,3}{0,68} = 955,88$$

$$\text{Alors : } \lambda = \frac{64}{R_e} = \frac{64}{955,88} = 0,066$$

$$\text{D'où : } \Delta_{pp} = 0,066 \times \frac{2,8 \times 10^2}{1,3} \times \frac{900}{2} \times 5^2 \times 10^{-5} = 1,59 \approx 1,6[bar]$$

Comme le circuit de refoulement se divise en deux pour alimenter les deux vérins, donc :

$$\Delta_{pp} = 2 \times 1,6 = 3,2[bars]$$

- Dans la tuyauterie de retour

Pour une conduite de longueur : $L = 3,3[m]$; $V_r = 2,5[m/s]$; $d_r = 20[mm]$

$$R_e = \frac{V_r \times d_r}{\nu} = \frac{250 \times 2}{0,68} = 735,29$$

$$\text{Alors : } \lambda = \frac{64}{Re} = \frac{64}{735,29} = 0,087$$

$$\text{D'où : } \Delta_{pr} = 0,087 \times \frac{3,3 \times 10^2}{2} \times \frac{900}{2} \times 2,5^2 \times 10^{-5} = 0,40[\text{bar}]$$

$$\Delta_{pr} = \mathbf{0,40[\text{bar}]}$$

➤ Dans la tuyauterie d'aspiration

Pour une conduite de longueur : $L = 0,6[\text{m}]$; $V_a = 1,5[\text{m/s}]$; $d_a = 24[\text{mm}]$

$$Re = \frac{V_a \times d_a}{\nu} = \frac{150 \times 2,4}{0,68} = 529,41$$

$$\text{Alors : } \lambda = \frac{64}{Re} = \frac{64}{529,41} = 0,120$$

$$\text{D'où : } \Delta_{pa} = 0,12 \times \frac{0,6 \times 10^2}{2,4} \times \frac{900}{2} \times 1,5^2 \times 10^{-5} = 0,03 [\text{bar}]$$

$$\Delta_{pa} = \mathbf{0,03[\text{bar}]}$$

- Perte de charge dans l'étrangleur à paroi mince (limiteur de débit)

Refoulement :

De (16) et avec : $-\varepsilon = 1,93$

$$-V_p = 5[\text{m/s}]$$

$$\Delta_{p1} = 1,93 \times \frac{900}{2} \times 5^2 \times 10^{-5} = 0,217$$

Remarque : Il y a 2 limiteurs de débit dans la partie de refoulement, donc :

$$\Delta_{p1} = 0,217 \times 2 = \mathbf{0,434[\text{bar}]}$$

Retour :

Avec : $V_r = 2,5[\text{m/s}]$

De (16) : $\Delta_{p2} = \mathbf{0,054[\text{bar}]}$

- **Détermination du diamètre de passage des limiteurs de débit**

Vu que : $Q = V \times S$

$$D'où : d = \sqrt{\frac{4 \times Q}{\pi \times V}}$$

Refoulement :

Pour générer la descente rapide, il faut au limiteur de débit un diamètre :

$$d_1 = \sqrt{\frac{4 \times 2q_{dr}}{\pi \times V_p}} = \mathbf{11,98[mm]}$$

Pour générer la descente lente, il faut au limiteur de débit qui a un diamètre :

$$d_2 = \sqrt{\frac{4 \times 2q_{dl}}{\pi \times V_p}} = \mathbf{7,90[mm]}$$

Retour :

Pour le retour le diamètre du limiteur de débit est de :

$$d_3 = \sqrt{\frac{4 \times 2q_r}{\pi \times V_r}} = \mathbf{14,64[mm]}$$

III.6. LA PRESSION DE TARAGE "p_o"

$$p_o = p + \Delta_p + \Delta_{p1} + \Delta_{p2} \quad (20)$$

$$\text{Avec : } \Delta_p = \Delta_{pp} + \Delta_{pr} + \Delta_{pa} = \mathbf{3,63[bar]}$$

$$\text{Alors : } p_o = 163 + 3,63 + 0,433 + 0,054 = 167,11 \approx 168[\text{bars}]$$

$$D'où : p_o = \mathbf{168[bars]}$$

III.7. CALCUL DES PUISSANCES

- **La puissance nécessaire au vérin**

Deux sortes de puissances sont à déterminer :

- La puissance hydraulique (P_{hydr})
- La puissance nécessaire pour le vérin (P_{nec}). Tout en admettant que le rendement est égal à $\eta = 90\%$.

Pour la sortie de la tige :

$$P_{hydr} = \frac{q_s \times p}{600} = \frac{17 \times 163}{600} = 4,61[KW]$$

En tenant compte du rendement :

$$P_{s,nec} = \frac{P_{hydr}}{0,9} = 5,13[KW]$$

Pour la rentrée de la tige :

$$P_{hydr} = \frac{q_r \times p}{600} = \frac{12,63 \times 163}{600} = 3,43[KW]$$

En tenant compte du rendement :

$$P_{r,nec} = \frac{P_{hydr}}{0,9} = 3,8[KW]$$

- **Puissance perdue par perte de charge**

Pour la sortie de la tige :

$$P_1 = \frac{\Delta p_3 \times q_s}{600} \quad (21)$$

Avec Δp_3 : somme des pertes de charge dans la tuyauterie d'aspiration, de refoulement et aux niveaux des limiteurs de débit qui s'y trouvent.

$$\Delta p_3 = \Delta p_a + \Delta p_p + \Delta p_1 = 0,03 + 3,2 + 0,433 = 3,66[bar]$$

$$D'où : P_1 = \frac{3,66 \times 17}{600}$$

$$P_1 = 0,10[\text{KW}]$$

Pour la rentrée de la tige :

Aux pertes de charge dans les tuyauteries d'aspiration et de refoulement s'ajoutent celle au niveau de la conduite de retour et des limiteurs de débit.

$$P_2 = \frac{\Delta p_3 \times q_s}{600} + \frac{\Delta p_4 \times q_r}{600} + p_o \frac{q_s - q_e}{600} \quad (22)$$

$$\Delta p_4 = \Delta p_r + \Delta p_2 = 0,454[\text{bar}]$$

$$\text{D'où : } P_2 = \frac{3,66 \times 17}{600} + \frac{0,454 \times 12,63}{600} + 197 \times \frac{17 - 12,63}{600}$$

$$P_2 = 1,54[\text{KW}]$$

- **Puissance fournie par la pompe**

Pour la sortie de la tige :

$$P_s = P_{s,nec} + P_1$$

$$\text{Alors : } P_s = 5,13 + 0,10$$

$$\text{D'où : } P_s = 5,23[\text{KW}]$$

Pour la rentrée de la tige :

$$P_r = P_{r,nec} + P_2$$

$$\text{Alors : } P_r = 3,8 + 1,54$$

$$\text{D'où : } P_r = 5,34[\text{KW}]$$

III.8. DIMENSIONNEMENT DE LA POMPE

La pression maximale retenue pour chaque vérin est de 168[bars], y compris les pertes de charges dans le circuit. Et la débit le plus élevé $Q = 34[l/mn]$ pour l'ensemble du circuit.

Pour augmenter la durée de vie de la pompe, il ne doit pas fonctionner en charge, donc sa pression maximale doit être supérieure à la pression de service. La pression de la pompe sera fixée à 200[bars].

Pour un moteur électrique tournant à $N = 1500[tr/mn]$, il faut une pompe de cylindrée :

$$Cyl = \frac{Q}{N} \quad (23)$$

$$D'o\grave{u} : Cyl = \frac{34 \times 10^3}{1500}$$

$$Cyl = 22,66 \text{ cm}^3 / \text{tour}$$

En consultant le catalogue fourni par le constructeur **RexrothBosch Group**, on choisit donc une pompe à engrenage intérieur **Model G, Série 1X** de 28 cm^3 dont les caractéristiques sont les suivants :

Model G, Series 1X	Size		22	28	32	38	45	56
Displacement	V_g	cm ³	22,5	28	32	38	45	56
Max. continuous pressure	p_1	bar	210	210	210	200	180	160
Pressure, intermittent	p_2	bar	250	250	250	250	230	200
Speed max. at p_2	n	rpm	3000	2800	3000	2800	2600	2300
Speed min. at p_2	n	rpm	800	800	800	800	800	800

Tableau 11: Catalogue pour le choix d'une modèle de pompe

- **La puissance absorbée par la pompe et le couple**

Puissance absorbée : $P_{absorbée} = \frac{p \times Q}{600} \quad (24)$

$$D'o\grave{u} : P_{absorbée} = \frac{163 \times 34}{600} = 9,23 [KW]$$

$$P_{absorbée} = 9,23 [KW]$$

Le couple : $C = \frac{P_{absorbée}}{\omega} = \frac{30 \times P_{absorbée}}{\pi \times N} \quad (25)$

$$D'o\grave{u} : C = \frac{30 \times 9,23 \times 10^3}{\pi \times 1500}$$

$$C = 58,76 [N/m]$$

- **Puissance du moteur électrique :**

Pour un rendement de 0,85 :

$$P_{moteur} = \frac{P_{absorb\acute{e}e}}{\eta} \quad (26)$$

$$D'o\grave{u} : P_{moteur} = \frac{9,23}{0,85} = 10,85 [KW]$$

$$P_{moteur} = 11 [KW]$$

III.9. CHOIX DES ORGANES HYDRAULIQUES

- **Le r\eservoir**

Le r\eservoir qui recueille l'huile de travail n\ecessaire au fonctionnement de l'installation doit avoir un volume de 3 \a 4 fois le d\ebit de la pompe par minute avec un volume d'air de 10% \a 15% du volume du fluide pour compenser les variations de niveau.

$$V = 3 \times Q \times \left(1 + \frac{10}{100}\right) \quad (27)$$

$$V = 112,2 [l]$$

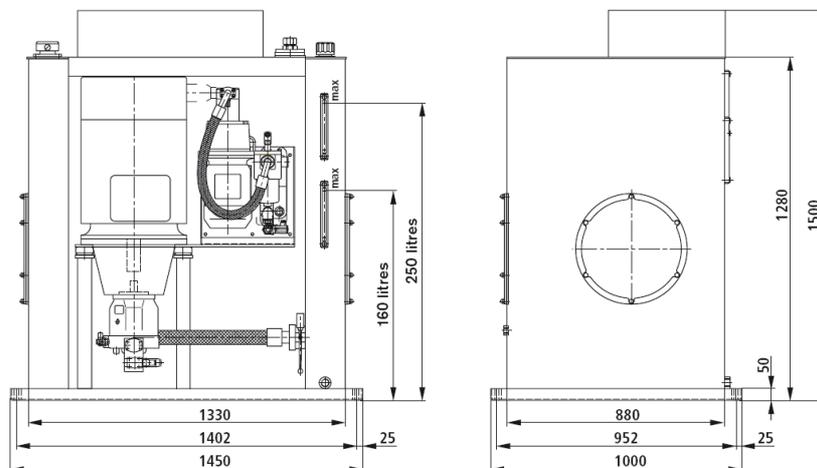


Figure 25: Centrale hydraulique

Référence : ABFAG-V-AS-IX/A10VS018-160M/WTM

Les caractéristiques en détail du réservoir sont les suivant :

ABFAG		V	S	IX	/	/	W	T	M
<p>Groupe standard = ABFAG</p> <p>Type ABFAG</p> <p>Groupe motopompe, Construction verticale</p> <p><u>Capacités de réservoir 160; 250 litres</u> = A</p> <p>Capacités de réservoir 250; 400 litres = B</p> <p>Capacités de réservoir 400; 630; 800 litres = C</p> <p>Capacités de réservoir 800; 1000 litres = D</p> <p>Matière</p> <p>acier = S</p> <p>Séries 10 à 19 = 1X (10 à 19: cotes de montage et de raccordement inchangées)</p>									<p>M = Joints NBR (autres joints sur demande)</p> <p>⚠ Attention! Vérifier la compatibilité des joints avec le fluide hydraulique utilisé!</p> <p>T = avec thermostat</p> <p>W = avec échangeur de chaleur oléohydraulique</p> <p>Taille Electro-moteur par ex. 180M-4-B0 (voir page 5)</p> <p>A10VS018 = A10VS028 = A10VS045 =</p> <p>Type de pompe</p>

- **Le filtre**

Le filtre est installé sur les canalisations de retour d'huile.

Avantages : la perte de charge étant indifférente, la maille du filtre peut être très fine. La pression étant faible, les filtres sont plus légers et moins chers. Les particules étant collectées dans le circuit, elles sont arrêtées avant de polluer la bêche.

Inconvénients : la bêche doit être confinée. Ils doivent être protégés par le colmatage.



Figure 26: Filtre

- **Les distributeurs** :

Ce composant est destinés à :

- distribuer le fluide hydraulique sous pression venant de la pompe vers le vérin.
- retourner le fluide vers le réservoir.

Défaillance d'un distributeur :

- bobine défectueuse (assez fréquent) ;
- coincement du tiroir (huile polluée) ;
- joints usés.

Caractéristiques :

Distributeur 4/3 à centre tandem	Distributeur 2/2	Distributeur 2/2
Distributeur à tiroir Commande électrique (tension : 24V alternatif) Mode de fixation : à embase avec 4 trous pour vis M6 Compatibilité avec l'huile de viscosité 12 à 400[mm ² /s] Débit nominale= 50[l/mn] référence de l'article : DG4V 5 8C MU NN	Distributeur à tiroir Commande électrique (tension : 24V alternatif) Mode de fixation : à embase avec 4 trous pour vis M6 Compatibilité avec l'huile de viscosité 12 à 400[mm ² /s] Débit nominale= 50[l/mn] référence de l'article : DG4V 5 MU NN	Distributeur à tiroir Commande hydraulique (pression d'ouverture = 5bars) Mode de fixation : à embase. viscosité 12 à 400[mm ² /s] Débit nominale= 50[l/mn] référence de l'article : DG4V 5 MU

Tableau 12: Caractéristiques des distributeurs utilisés

Référence : DG4V x y MU z

Avec : -x : type de fixation

-y : type de centrage (pour les distributeurs supérieurs à 3 cases)

-z : tension et forme du courant

Fournisseur : Bosch

- **Pompe à engrenage extérieur**

Type : pompe à cylindrée fixe à un sens de flux.

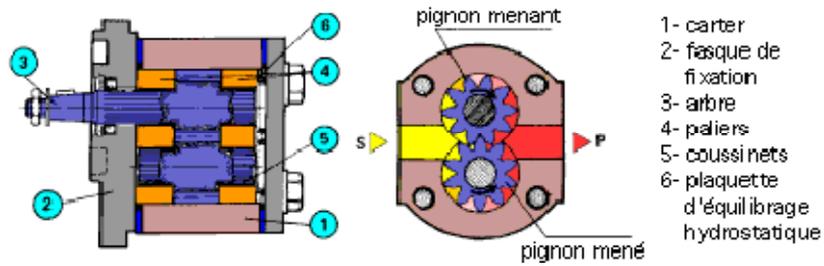


Figure 27: Pompe à engrenage interne

Capacité de réservoir „A“: 160; 250 litres ¹⁾

Calibre de pompe	q_{Vmax} en l/min)	p_{max} en bar	Puissance P en kW	Taille du moteur électrique	Puissance de refroidissement en kW	N° d'article
A10VSO 18	26	200	11	160M	4	R901005244
A10VSO 28	39	135	11	160M		R901005245
		190	15	160L		R901005246

Tableau 13: Caractéristiques du moteur et de la pompe

- Pression de service : 200[bars] maxi
- Peu de pièce en mouvement
- Bruit de fonctionnement très faible
- Aptitude à tourner vite : de 300 à 3000[tr/min]
- Rendement élevé : 0,9

Référence : A 10VSO 18

Fournisseur : Bosch Rexroth