

TURBO MACHINES (POMPES CENTIFUGES)

Compte rendu expérimental

Groupe :	Date :
Noms :	

I. ETUDE DE LA POMPE 1 SEULE

Le mode opératoire :

Tableau 1a : Mode opératoire pour l'étude de la pompe 1 seule

F = fermée, O = ouvert et ↗ variable

V1	V2	V3	V4	V5	V6	V7
O	F	↗	F	F	O	O

Q1 : Compléter les tableaux 2,3,4 et 5 puis tracer la courbe caractéristique de la hauteur manométrique en fonction du débit $HMT(Q_{v1})$ (figure 2). Faire une exposition des résultats obtenus.

Commentaire

On observe sur les courbes représentatives des mesures réalisées que la hauteur manométrique (HMT) varie en fonction du débit ainsi que la vitesse de rotation de la pompe. En effet, on constate que la HMT est d'autant plus importante que le débit est faible, et que la vitesse est élevée.

Q2 : Préciser la notion de la hauteur manométrique et la définition du point de fonctionnement. En admettant que le rendement maximal de la pompe correspond à un débit d'environ 1200 l/h, citer quelques cas pratiques d'installation avec ce type de pompe.

La hauteur manométrique représente la différence des énergies de l'unité de poids du fluide entre l'entrée et la sortie de la machine. La courbe hauteur manométrique en fonction du débit est l'une des caractéristiques essentielles de la pompe. Une installation hydraulique quelconque possède également une caractéristique qui est la courbe des hauteurs manométriques de l'installation en fonction du débit. La hauteur manométrique de l'installation hydraulique représente la différence des énergies de l'unité de poids du fluide entre le point le plus haut de l'installation et le point le plus bas dont on retranche toutes les pertes de charge (singulières et linéaires) des conduites d'aspiration et refoulement. L'installation hydraulique et la pompe forment un réseau où le débit et la hauteur manométrique sont fixes. On a donc un point de fonctionnement du réseau qui correspond à l'intersection de la caractéristique de la pompe avec la caractéristique de l'installation hydraulique. Pour une exploitation optimale de la pompe le point de fonctionnement doit correspondre au meilleur rendement. Ainsi, d'après nos résultats (cf. figure 2), pour un débit de 1200 l/h la hauteur manométrie varie entre 6.8 et 18.5 m selon la vitesse de rotation de la pompe. Ceci étant suffisant pour effectuer quelques petits travaux, comme :

- Alimentation en eau potable d'une maison.
- Arrosage à partir d'un puits ou d'une rivière.
- Vidange d'un bassin ou d'une piscine.
- Groupe de surpression

Groupe : **Date :**

Noms :

D : ϕ de roue
 N : vitesse de rotation (tr/min)

Q3 : Rappeler les principes de similitude des écoulements permanents.
 En admettant que le fonctionnement normal des turbomachines machines suppose l'existence de la loi suivante :

$$\mu = G(\varphi)$$

où μ est le coefficient manométrique, φ étant le coefficient de débit et G est une fonction inconnue (il n'y a que l'expérience qui nous confirme l'existence de cette fonction) :

$$\mu = \frac{g \times HMT}{D^2 \times N^2} \quad ; \quad \varphi = \frac{Q_v}{D^3 N}$$

Indiquer l'intérêt de cette présentation. Appliquer les résultats à une même roue tournant à différentes vitesses.

La première condition pour que deux écoulements permanents (dans une maquette et dans un prototype) soient semblables, est qu'ils ont lieu à l'intérieur de limites géométriquement semblables. Cela dit, toute la limite géométrique de l'écoulement dans la maquette doit être déduite du prototype en respectant le rapport d'homothétie α . Dans le cas présent, α peut être pris égal à D_m / D_p , où D_m et D_p sont les diamètres des roues de la maquette et du prototype, respectivement. Cette condition est nécessaire, mais pas suffisante. En d'autre terme, le fait que la géométrie des figures est semblable ne conduit pas forcément à des écoulements semblables. On doit aussi respecter les conditions de similitude dynamique. Ces conditions peuvent être déduites soit en se basant sur l'homogénéité des équations qui règlent le comportement des phénomènes en cause ou bien en appliquant l'analyse dimensionnelle de Vaschy-Buckingham. La similitude dynamique peut être respectée si les nombres adimensionnelles ainsi obtenus (nombre de Reynolds, nombre de Froude...) sont identiques à la fois dans la maquette et dans le prototype.

Il apparaît d'après la forme supposée de la loi régissant le fonctionnement normal des turbomachines que si le produit adimensionnel $\mu \varphi$ est identique pour une famille de pompe donnée, il sera de même pour le produit μ . Cela quelque soit la vitesse de rotation de la pompe et quelque soit le diamètre de la roue. Ainsi, il suffit d'effectuer une seule expérience avec un diamètre et une vitesse de rotation donnés pour déterminer la fonction inconnue G . Il est possible après d'estimer la charge manométrique correspondante à un débit, un diamètre de la roue ou une vitesse de rotation de la pompe quelconques, d'où l'intérêt de cette présentation.

Supposons que la hauteur manométrique HMT_0 et le débit Q_{v0} sont connus pour une vitesse de rotation N_0 . D'après ces résultats, en faisant varier la vitesse N , la hauteur manométrique et le débit deviennent, respectivement :

$$H = \left(\frac{N}{N_0} \right)^2 \times H_0 \quad \text{et} \quad Q_v = \left(\frac{N}{N_0} \right) \times Q_{v0}$$

Cela dit que H varie comme N^2 et Q_v comme N .

Groupe : **Date :**

Noms :

Q4 : Calculer le coefficient de débit et le coefficient manométrique, puis compléter les tableaux 2,3,4 et 5. Construire en suite le graphique du coefficient de pression en fonction du coefficient de débit (figure 3). L'expérience confirme-t-elle les règles de similitude, c'est-à-dire l'existence de la fonction G ?

Commentaire

On observe sur les courbes représentatives des mesures réalisées que les règles de similitudes établies précédemment sont plus au moins vérifiées. En effet, les courbes se superposent approximativement comme la loi suivante :

$$\mu \approx G(\delta)$$

Les écarts peuvent être dus aux erreurs expérimentales, comme ils peuvent être expliqués par l'influence du nombre de Reynolds.

II. ETUDE DE LA POMPE 2 SEULE

Le mode opératoire :

Tableau 1b : Mode opératoire pour l'étude de la pompe 2 seule

F = fermée, O = ouvert et ↗ variable

V1	V2	V3	V4	V5	V6	V7
F	O	F	↗	F	F	O

Q5 : Compléter le tableau 6 et tracer sur la figure 2 la hauteur manométrique en fonction du débit. Comparer les résultats et déduire la vitesse de rotation de la pompe 2 (précisons que les deux pompes sont identiques).

Commentaire

On peut remarquer que la caractéristique de la pompe 2 se superpose assez bien avec celle de la pompe 1 avec $N = 2900$ tr/mn . Ainsi, puisque les deux pompes sont identiques, il résulte d'après l'analyse dimensionnelle décrite précédemment que la pompe 2 fonctionne avec la même vitesse de rotation, c'est à dire avec $N = 2900$ tr/mn .

Groupe :

Date :

Noms :

.....

.....

Tableau 2 (Q1 et Q4): Etude de la pompe 1 seule : $N = 2000 \text{ tr/mn} = 209,4 \text{ rad/s}$

Q_{v1}	P_1	P_2	HMT	$\times 10^{-3} \varphi$	μ
2600	-0.10	0.25	3.57	3,06 16.30	2,91
2400	-0.09	0.28	3.77	2,83 14.82	3,08
2200	-0.09	0.35	4.49	2,53 13.34	3,66
2000	-0.08	0.41	4.99	2,36 11.85	4,08
1800	-0.07	0.48	5.61	2,12 10.37	4,57
1600	-0.07	0.54	6.22	1,88 8.89	5,07
1400	-0.06	0.61	6.83	7.41	5,57
1200	-0.06	0.70	7.75	5.93	6,32
1000	-0.05	0.80	8.66	4.45	7,07
800	-0.05	0.90	9.68	2.96	7,90
600	-0.05	1.04	11.11	1.48	9,07
400	0.13	1.45	13.46	0.00	10,98
200					
0					
(l/h)	(bar)	(bar)	(m)	/	/

Tableau 3 (Q1 et Q4): Etude de la pompe 1 seule : $N = 2300 \text{ tr/mn}$

Q_{v1}	P_1	P_2	HMT	φ	μ
2600	-0.12	0.38	5.10	16.75	3.14
2400	-0.10	0.41	5.20	15.46	3.21
2200	-0.10	0.48	5.91	14.17	3.65
2000	-0.10	0.55	6.63	12.88	4.09
1800	-0.09	0.62	7.24	11.60	4.47
1600	-0.08	0.70	7.95	10.31	4.91
1400	-0.08	0.75	8.46	9.02	5.22
1200	-0.08	0.85	9.48	7.73	5.85
1000	-0.07	0.92	10.09	6.44	6.23
800	-0.07	1.08	11.72	5.15	7.23
600	-0.07	1.18	12.74	3.87	7.86
400	-0.06	1.30	13.86	2.58	8.55
200	-0.06	1.44	15.29	1.29	9.43
0	-0.03	1.81	18.76	0.00	11.57
(l/h)	(bar)	(bar)	(m)	/	/

Groupe :

Date :

Noms :

.....

.....

Tableau 4 (Q1 et Q4): Etude de la pompe 1 seule : N= 2600 tr/mn

Q_{v1}	P_1	P_2	HMT	φ	μ
2600	-0.13	0.64	7.85	14.82	3.79
2400	-0.12	0.70	8.36	13.68	4.04
2200	-0.10	0.79	9.07	12.54	4.38
2000	-0.10	0.86	9.79	11.40	4.73
1800	-0.08	0.94	10.40	10.26	5.02
1600	-0.08	1.05	11.52	9.12	5.56
1400	-0.07	1.13	12.23	7.98	5.91
1200	-0.07	1.25	13.46	6.84	6.50
1000	-0.07	1.39	14.88	5.70	7.19
800	-0.06	1.53	16.21	4.56	7.83
600	-0.06	1.62	17.13	3.42	8.27
400	-0.06	1.82	19.16	2.28	9.26
200	-0.06	1.95	20.49	1.14	9.90
0	0.28	2.58	23.45	0.00	11.32
(l/h)	(bar)	(bar)	(m)	/	/

Tableau 5 (Q1 et Q4): Etude de la pompe 1 seule : N= 2900 tr/mn

Q_{v1}	P_1	P_2	HMT	φ	μ
2600	-0.15	0.95	11.21	13.28	4.35
2400	-0.13	1.05	12.03	12.26	4.67
2200	-0.13	1.15	13.05	11.24	5.06
2000	-0.10	1.23	13.56	10.22	5.26
1800	-0.10	1.35	14.78	9.20	5.73
1600	-0.09	1.47	15.90	8.17	6.17
1400	-0.08	1.60	17.13	7.15	6.64
1200	-0.08	1.73	18.45	6.13	7.16
1000	-0.08	1.85	19.67	5.11	7.63
800	-0.08	2.05	21.71	4.09	8.42
600	-0.08	2.18	23.04	3.07	8.94
400	-0.08	2.38	25.08	2.04	9.73
200	-0.08	2.58	27.12	1.02	10.52
0	0.17	3.20	30.89	0.00	11.98
(l/h)	(bar)	(bar)	(m)	/	/

Groupe :

Date :

Noms :

.....

.....

Tableau 6 (Q5): Etude de la pompe 2 seule

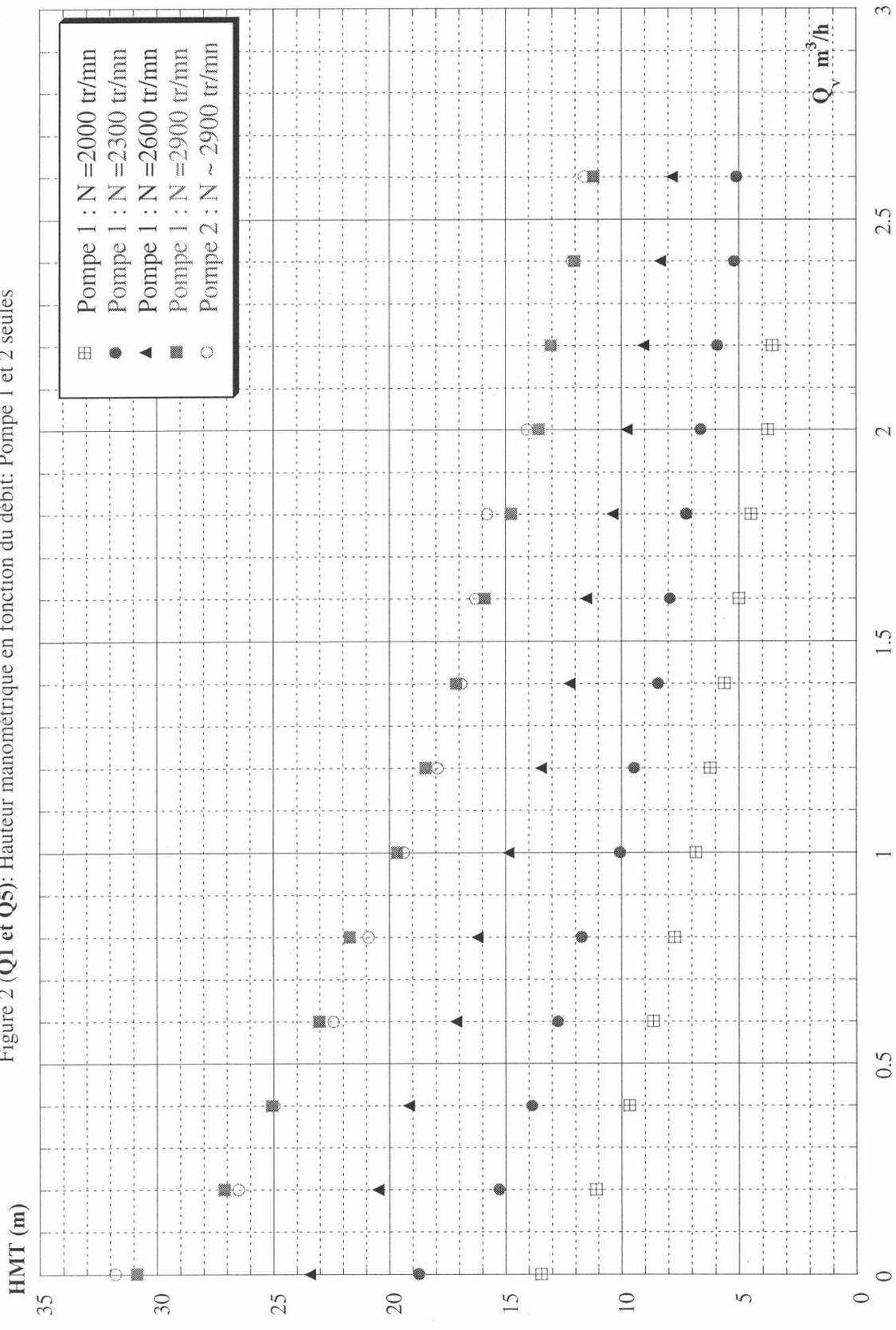
Q_{V2} (l/h)	P_3 (bar)	P_4 (bar)	H.M.T (m)
2600	-0.39	0.75	11.62
2400	-0.39	0.80	12.13
2200	-0.38	0.90	13.05
2000	-0.38	1.00	14.07
1800	-0.35	1.20	15.80
1600	-0.35	1.25	16.31
1400	-0.31	1.35	16.92
1200	-0.31	1.45	17.94
1000	-0.30	1.60	19.37
800	-0.30	1.75	20.90
600	-0.30	1.90	22.43
400	-0.30	2.15	24.97
200	-0.30	2.30	26.50
0	-0.22	2.90	31.80

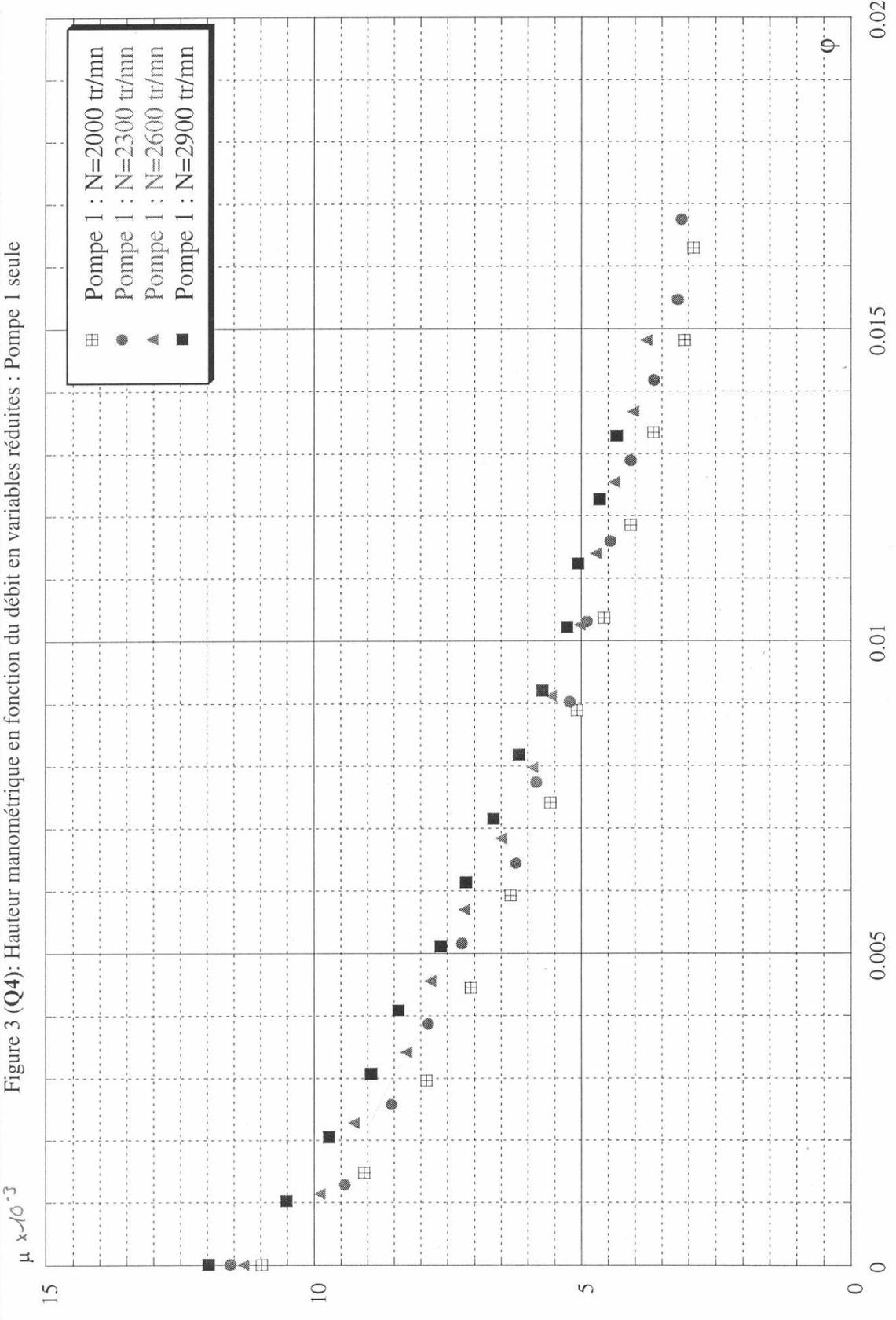
Groupe :

Date :

Noms :

Figure 2 (Q1 et Q5): Hauteur manométrique en fonction du débit: Pompe 1 et 2 seules





III. ETUDE DU COUPLAGE DES POMPEE EN SERIE

Le mode opératoire :

Tableau 1c : Mode opératoire pour l'étude du couplage des pompes en série

F = fermée, O = ouvert et ↗ variable

V1	V2	V3	V4	V5	V6	V7
O	F	O	O	O	F	↗

Q6 : Compléter le tableau 8 et tracer sur la figure 4 les courbes (hauteur manométrique – débit) : de la pompe 1 $HMT_1(Q_{v1})$, de la pompe 2 $HMT_2(Q_{v2})$ et du couplage $HMT_c(Q_{vt})$. Comparer ces résultats et montrer l'intérêt pratique du couplage en série ; on peut noter que ce couplage est peu utilisé, il est plus intéressant d'installer une pompe multicellulaire (plusieurs roue dans un seul corps de pompe).

Tableau 7 (Q6) : Etude du couplage des pompes en série

Q_{v1} (L/h)	Q_{v2} (L/h)	Q_{vt} (L/h)	P_1 (bar)	P_2 (bar)	P_3 (bar)	P_4 (bar)	H.M.T (m)		
							Pompe1	Pompe2	Couplage
0	0	0	0.00	2.98	2.98	5.80	30.38	28.75	59.12
420	420	504	0.00	2.39	2.39	4.60	24.36	22.53	46.89
930	900	1008	-0.01	1.99	1.99	3.80	20.39	18.45	38.84
1500	1470	1512	-0.01	1.60	1.50	3.00	16.41	15.29	30.68
1980	1950	2016	-0.02	1.30	1.20	2.50	13.46	13.25	25.69
2550	2520	2530	-0.02	1.00	0.90	2.00	10.40	11.21	20.59

Commentaire

D'après les courbes représentatives des deux pompes séparées et celle du couplage série (graphe 4), on observe que la H.M.T du procédé en série est quasiment la somme des H.M.T de chacune des pompes. En revanche, on constate que le débit total reste le même en série que pour les pompes seules.

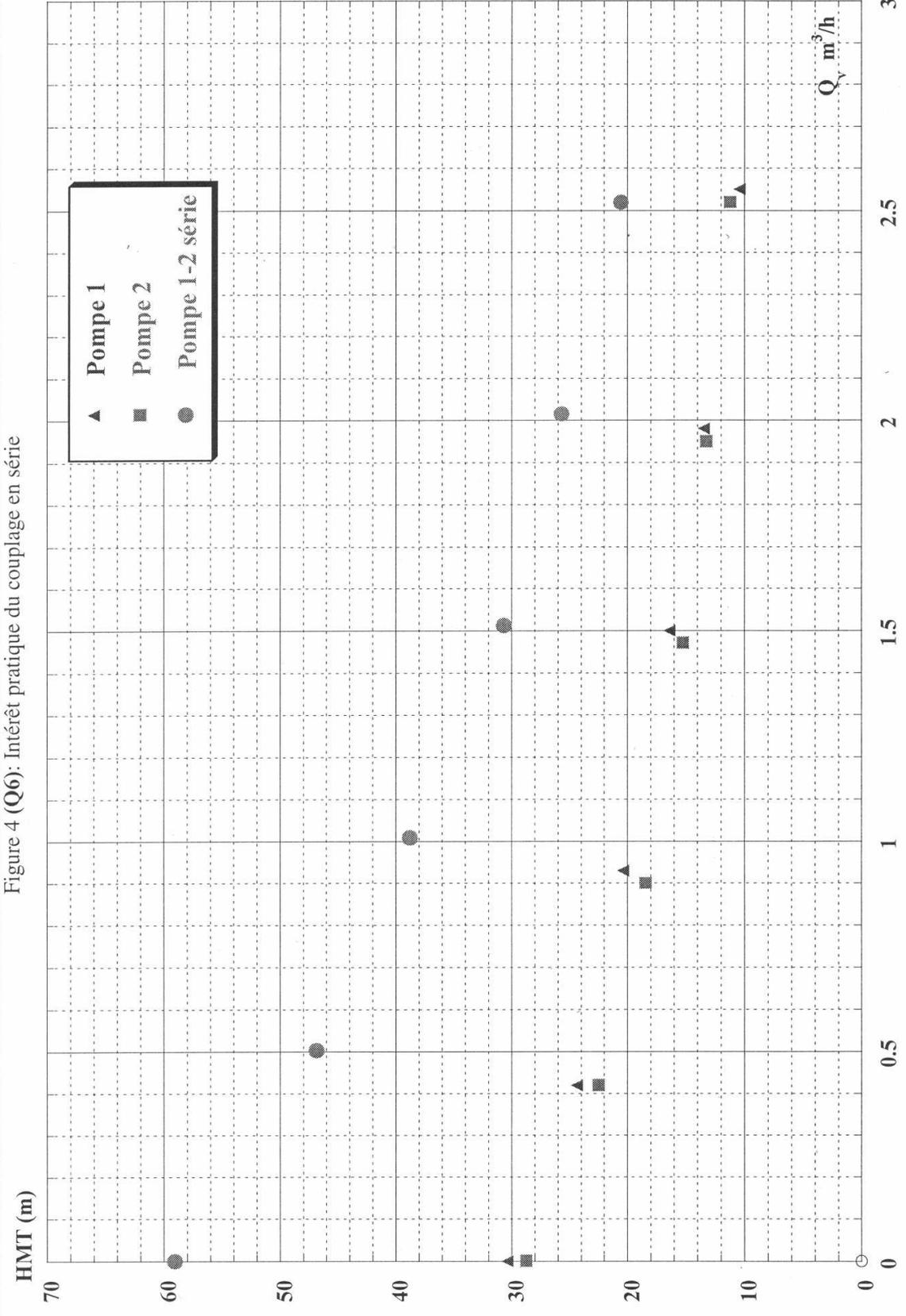
La différence entre le débit total observé Q_{vt} sur le débitmètre à flotteur Kobold et les débits des deux pompes est due aux erreurs de lecture provoquées par la précision de $\pm 10\%$ du débitmètre Kobold. Par contre la différence entre la somme des H.M.T des deux pompes seules et la H.M.T totale en série est due aux pertes de charges dans la canalisation et à la perturbation créée sur la pompe 1 par la pompe 2. Ce qui fait qu'il est plus intéressant d'installer dans ce cas une pompe multicellulaire, c'est à dire plusieurs roue dans un seul corps de pompe

Donc, l'intérêt pratique du couplage en série est d'augmenter la hauteur manométrique tout en gardant le même débit.

Groupe :	Date :
Noms :

Groupe : Date : 11

Noms :



IV. ETUDE DU COUPLAGE DES POMPEE EN PARALLELE

Le mode opératoire :

Tableau 1c : Mode opératoire pour l'étude du couplage des pompes en parallèle

F = fermée, O = ouvert et ↗ variable

V1	V2	V3	V4	V5	V6	V7
O	O	O	O	F	O	↗

Q7 : Compléter le tableau 7 et tracer sur la figure 5 les courbes (hauteur manométrique – débit) : de la pompe 1 $HMT_1(Q_{v1})$, de la pompe 2 $HMT_2(Q_{v2})$ et du couplage $HMT_c(Q_{vt})$ ($HMT_c \approx HMT_1$). Comparer les résultats et montrer l'intérêt pratique du couplage en parallèle.

Tableau 8 : Etude du couplage des pompes en parallèle

Q_{v1} (L/h)	Q_{v2} (L/h)	Q_{vt} (L/h)	P_1 (bar)	P_2 (bar)	P_3 (bar)	P_4 (bar)	H.M.T (m)	
							Pompe1 ≈ Couplage	Pompe2
0	0	0	0.00	3.00	-0.03	3.00	30.58	30.89
780	450	1512	-0.01	2.08	-0.20	2.10	21.30	23.45
1020	660	2016	-0.01	1.92	-0.21	1.90	19.67	21.51
1380	990	2520	-0.01	1.64	-0.21	1.65	16.82	18.96
1590	1200	3024	-0.03	1.52	-0.21	1.50	15.80	17.43
1830	1410	3528	-0.08	1.39	-0.21	1.38	14.98	16.21
2190	1740	4032	-0.08	1.20	-0.22	1.20	13.05	14.48
2400	1950	4536	-0.09	1.10	-0.23	1.00	12.13	12.54

Commentaire

D'après les courbes représentatives des deux pompes séparées et celle du couplage en parallèle (graphe 5), on observe que le débit du procédé en parallèle est quasiment la somme des débits de chacune des deux pompes. En revanche, on constate que la H.M.T reste pratiquement la même en série que pour les deux pompes seules. Les différences observées sont dues aux erreurs de lecture du débitmètre Kobold et aux erreurs des manomètres.

Il résulte que l'intérêt pratique du couplage en parallèle est d'augmenter le débit tout en gardant la hauteur manométrique constante.

Groupe : Date :

Noms :

Groupe : Date : 13

Noms :
.....

