



SERVICES CULTURE ÉDITIONS
RESSOURCES POUR
L'ÉDUCATION NATIONALE

Ce document a été numérisé par le CRDP de Bordeaux pour la
Base Nationale des Sujets d'Examens de l'enseignement professionnel.

Campagne 2010

BTS MAINTENANCE ET APRÈS-VENTE DES ENGIN DE TRAVAUX PUBLICS ET DE MANUTENTION

MODÉLISATION ET ÉTUDE PRÉDICTIVE DES SYSTÈMES

SESSION 2010

Durée : 6 heures
Coefficient : 2

Matériel autorisé :

Toutes les calculatrices de poche y compris les calculatrices programmables, alphanumériques ou à écran graphique à condition que leur fonctionnement soit autonome et qu'il ne soit pas fait usage d'imprimante (circulaire N°99-186,16/11/1999).

Le sujet se compose de trois parties :

Le travail demandé :pages 2/24 à 9/24

Les documents réponses :pages 10/24 à 12/24

Les documents techniques :pages 13/24 à 24/24

Recommandations :

- consacrer trente minutes maximum à la prise de connaissance du sujet,
- répondre sur feuille de copie sauf aux questions pour lesquelles vous disposez d'un document réponse,
- le soin apporté à la présentation sera pris en compte pour la notation finale,
- tous les documents réponses, même vierges, sont à remettre en fin d'épreuve.

Temps indicatifs pour traiter les différentes parties :

Parties	A	B	C	D
Temps (min)	60	60	150	60

Dès que le sujet vous est remis, assurez-vous qu'il est complet.

Le sujet comporte 24 pages numérotées de 1/24 à 24/24.

B.T.S. M.A.V.E.T.P.M.		Session : 2010
Modélisation et étude prédictive des systèmes	MME4ME	Page 1 sur 24

**BTS MAINTENANCE ET APRÈS-VENTE DES ENGINES DE
TRAVAUX PUBLICS ET DE MANUTENTION**

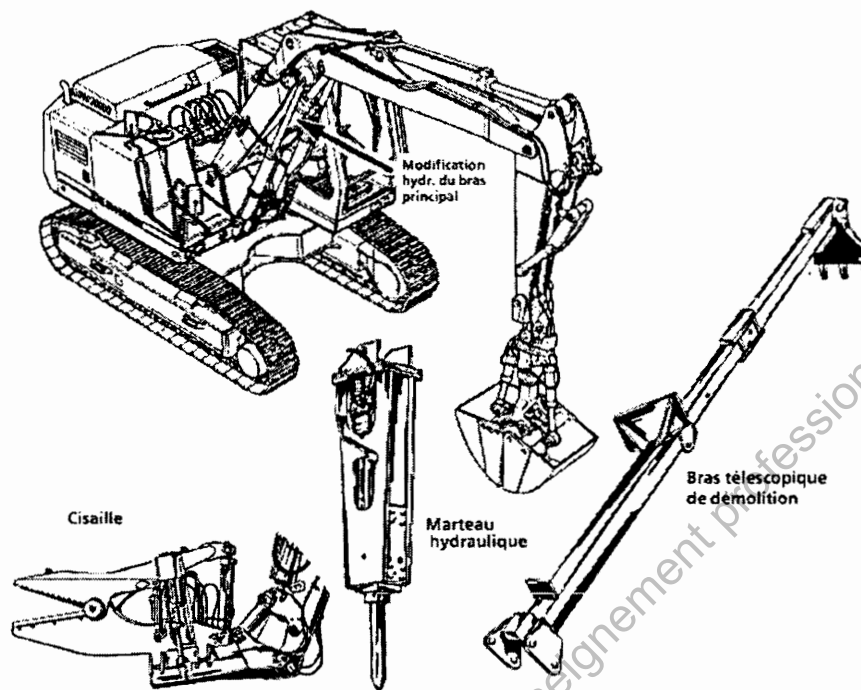
MODÉLISATION ET ÉTUDE PRÉDICTIVE DES SYSTÈMES

PELLE HYDRAULIQUE

TRAVAIL DEMANDÉ

Base Nationale des Sujets d'examens de l'enseignement professionnel
Resau SCEREN

Le sujet porte sur une pelle hydraulique Liebherr litronic R914.



PELLE HYDRAULIQUE LIEBHERR LITRONIC R914

Problématique générale :

Après avoir constaté un manque de performance de la machine, on se propose de faire une étude en 4 parties :

- Partie A : vérification de la puissance moteur thermique.
- Partie B : vérification de l'origine du dysfonctionnement du moteur thermique.
- Partie C : vérification du réducteur de tourelle.
- Partie D : étude de la variation du débit des pompes hydrauliques.

Toutes ces parties sont indépendantes.

Les questions dont les repères sont accompagnés d'un astérisque (*) peuvent être traitées indépendamment des questions précédentes.

Partie A : Vérification de la puissance du moteur thermique

Problème : Le conducteur de la pelle hydraulique se plaint d'un manque de puissance de l'ensemble de ses équipements.

A1 : A l'aide du document technique page 17, compléter le tableau document réponse DR1 avec les caractéristiques manquantes des pompes de travail.*

A2 : Après avoir réalisé un essai de puissance moteur selon la procédure du constructeur (pages 16 et 17) on obtient une pression de 86 bar à 2000 tr/min. La valeur de puissance moteur est elle correcte ? Justifier en comparant avec la préconisation constructeur.*

A3 : Sur le document réponse DR1 on demande :*

- de surligner en couleur la courbe de référence de la régulation de puissance correspondant à la machine,*
- de positionner le point correspondant à la valeur de pression attendue lors de l'essai,*
- de positionner le point correspondant à la valeur de pression relevée lors de l'essai.*

A4 : A partir des documents pages 16 et 17, déterminer la puissance hydraulique totale de toutes les pompes pour la valeur théorique minimale de la pression de contrôle.*

A5 : Sachant que la puissance fournie aux pompes hydrauliques dans des conditions normales de fonctionnement est de 105 kW, montrer que le rendement des pompes hydrauliques est proche de 0,75.

A6 : Indiquer les causes possibles de la perte de puissance au travers des pompes.*

A7 : En faisant l'hypothèse d'un rendement de 0,75 pour les pompes et en négligeant la puissance absorbée par la pompe de servocommande, calculer la puissance mécanique fournie par le moteur thermique lors de l'essai en fonction de la pression de 86 bar relevée et des courbes de régulation.*

A8 : Calculer la valeur de la perte de puissance mécanique constatée sur le moteur thermique.

A9 : Indiquer les causes possibles de ce manque de puissance mécanique.*

B.T.S. M.A.V.E.T.P.M.		Session : 2010
Modélisation et étude prédictive des systèmes	MME4ME	Page 4 sur 24

Partie B : Vérification de l'origine du dysfonctionnement du moteur thermique

Dans cette partie se reporter à la documentation technique : pages 14 et 15.

B1* : Déterminer la puissance calorifique du carburant introduit dans le moteur à puissance maxi.

B2 : Déterminer le pourcentage maxi de puissance que doit évacuer le système de refroidissement moteur dans des conditions normales de fonctionnement.

B3 : Quelle est la somme des pourcentages des puissances perdues à l'échappement et par rayonnement ?

B4* : Démontrer la correspondance entre les relations suivantes :

$$\Delta E = m \cdot C \cdot \Delta T \quad \text{et} \quad \Delta P = Q_{\text{eau}} \cdot \rho \cdot C \cdot \Delta T$$

B5* : Calculer la différence de température $T_1 - T_2$ entre la sortie et l'entrée du moteur pour un fonctionnement normal en pleine charge.

B6* : Suite au test effectué dans les conditions définies au bas de la page 15, on a relevé une différence de température ΔT de 13.5°C .
Calculer la puissance calorifique évacuée par le circuit de refroidissement.

B7 : En considérant que la perte de puissance mécanique constatée lors de l'essai du moteur thermique est de 28 kW (question A8), comparer cette valeur à l'augmentation de puissance calorifique (20 kW) déterminée à partir du test effectué sur le circuit de refroidissement. Analyser l'écart obtenu.

Partie C : Vérification du réducteur de la tourelle

On envisage deux dysfonctionnements possibles de la tourelle : mise en rotation lente à cause d'un couple parasite au niveau des disques du frein entre les 2 étages du réducteur, ou défaut d'immobilisation de la tourelle à l'arrêt.

La description du dispositif d'entraînement de la tourelle est détaillée pages 21 et 22.

Les parties C1 à C3 permettent de déterminer les couples sur l'arbre intermédiaire 15 du réducteur pour l'analyse du 1^{er} dysfonctionnement envisagé.

C1 : Détermination du moment d'inertie de la tourelle $J_{3 Oz}$

Données : lors d'un fonctionnement normal, la tourelle a une fréquence de rotation $N_{3/2} = 8$ tr/min.

C1.1* : A partir de la puissance moteur thermique P_m , déterminer la puissance P_3 disponible pour la mise en rotation de la tourelle.

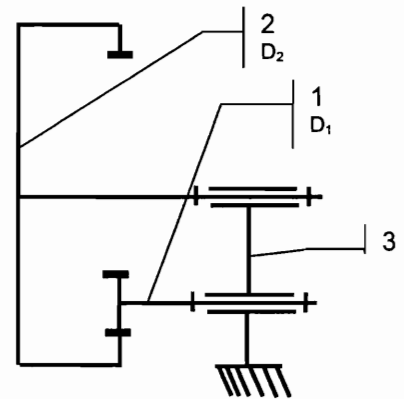
C1.2 : A partir de la fréquence de rotation de la tourelle, déterminer le couple $C_{3/2}$ pour la mise en rotation de celle-ci.

C1.3* : En fonctionnement normal, la tourelle passe de 0 à 8 tr/min en 2 secondes, calculer l'accélération angulaire $\omega'_{3/2}$, en considérant cette dernière comme constante.

C1.4 : En utilisant le principe fondamental de la dynamique, déterminer le moment d'inertie $J_{3 Oz}$ de la tourelle, dans le cas où seule l'inertie génère un moment résistant.

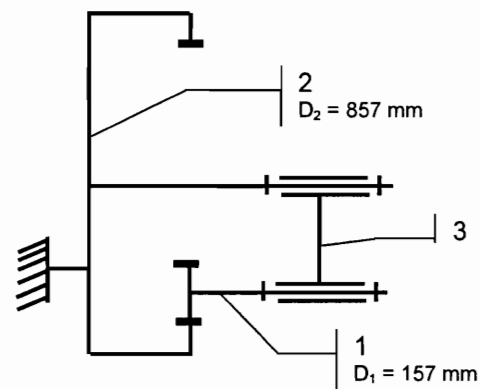
C2 : Détermination des rapports de réduction de l'ensemble de la chaîne cinématique (pages 21 et 22)

C2.1* : Exprimer le rapport de réduction $r_{2/1} = \frac{\omega_2}{\omega_1}$ en fonction des diamètres du réducteur ci-contre.



C2.2 : Par analogie avec la question précédente, exprimer le rapport de réduction $r_{2/1} = \frac{\omega_{2/3}}{\omega_{1/3}}$ en fonction des diamètres du réducteur ci-contre.

Calculer la valeur numérique de $r_{1/2}$.



C2.3* : Exprimer le rapport de réduction du 1^{er} étage du réducteur $r_{15/5}$ en fonction des diamètres définis page 21 et en partant de la relation $r_{15/5} = \frac{\omega_{15/3}}{\omega_{5/3}} = \frac{Z_5}{Z_5 + Z_3}$.

Calculer la valeur numérique de $r_{15/5}$.

C2.4* : De la même manière qu'en C2.3, calculer le rapport de réduction du 2^{ème} étage du réducteur $r_{1/15}$.

C3 : Bilan des couples sur l'arbre 15 du réducteur dans le cas d'un dysfonctionnement (mise en rotation lente de la tourelle, voir au bas de la page 22)

C3.1* : Sachant que la tourelle passe de 0 à 8 tr/min en 6 secondes, calculer l'accélération angulaire $\omega'_{3/2}$, dans le cas où cette dernière est considérée comme constante.

C3.2 : En considérant le moment d'inertie de la tourelle $J_{3\ 0z} = 147\ 500\ \text{kg.m}^2$, dans le cas où seule l'inertie génère un moment résistant, déterminer le couple d'entraînement de la tourelle $C_{3/2}$ en utilisant le principe fondamental de la dynamique.

C3.3* : Sachant que $r_{1/2} = 0,1832$, $r_{1/15} = 0,1644$ et $C_{3/2} = 20\ 600\ \text{N.m}$, déterminer le couple C_{11} à l'entrée du 2^{ème} étage du réducteur en fonction des différents rendements.

C3.4* : Sachant que $r_{1/2} = 0,1832$ et que $r_{1/15} = 0,1644$, calculer la vitesse angulaire $\omega_{15/3}$ de l'arbre 15 pour une vitesse de rotation de la tourelle $N_{3/2} = 8\ \text{tr/min}$.

C3.5* : A partir de la puissance du moteur thermique, calculer la puissance P_{10} en sortie du 1^{er} étage du réducteur.

C3.6 : Dédurre des 2 questions précédentes le couple C_{10} en sortie du 1^{er} étage du réducteur.

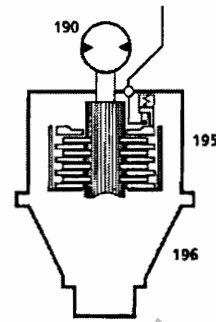
C3.7* : Si $C_{10} = 2\ 310\ \text{N.m}$ et $C_{11} = 770\ \text{N.m}$, calculer le couple parasite au niveau du frein C_f en traduisant l'équilibre de l'arbre 15 (inertie propre négligée).

C4 : Origine possible du couple parasite dans le frein de réducteur (voir pages 19 et 20)

C4.1* : Sachant que le couple $C_f = 1540 \text{ N.m}$, calculer l'effort presseur parasite sur les disques à partir de la relation $C_f = n \cdot f \cdot F_p \cdot R_{\text{moy}}$.

Données :

- nombre de faces de friction : $n = 8$
- facteur de frottement : $f = 0.3$
- effort presseur : F_p
- rayon moyen : $R_{\text{moy}} = 121 \text{ mm}$



C4.2* : En fonctionnement normal, le constructeur donne une pression minimale de $p_{\text{mini}} = 28 \text{ bar}$ pour libérer les disques du frein. En fonction des caractéristiques du piston 30 données pages 19 et 20, calculer l'effort exercé par les ressorts F_r sur le piston.

C4.3 : Dans le cas du dysfonctionnement envisagé représenter sur le document réponse DR1 les actions mécaniques agissant sur l'ensemble tige piston puis calculer la pression effective p_{eff} dans la chambre du piston en traduisant l'équilibre de celui-ci.

C4.4* : Si la valeur relevée de pression est de 28 bar (donc différente de celle calculée en C4.3), quelles peuvent être les autres causes possibles du dysfonctionnement ?

C5 : Défaut d'immobilisation de la tourelle à l'arrêt (page 23)

Le conducteur constate une dérive de la tourelle au travail en mode frein semi-automatique.

C5.1* : Quel capteur permet de mesurer une valeur limite de la fréquence de rotation de la tourelle ?

C5.2* : Compléter la table de vérité relative à Y7 ('0' ou '1') sur le document réponse DR2.

C5.3* : Compléter le schéma hydraulique (alimentation du vérin de frein de tourelle) sur le document réponse DR2.

C5.4* : Compte tenu de la technologie de capteur utilisée (capteur passif) le capteur peut-il être mis en cause dans le dysfonctionnement constaté ? Justifier la réponse.

C5.5* : Lister les causes possibles du dysfonctionnement constaté.

B.T.S. M.A.V.E.T.P.M.		Session : 2010
Modélisation et étude prédictive des systèmes	MME4ME	Page 8 sur 24

Partie D : Étude de la pompe à cylindrée variable

Une vitesse de rotation trop faible de la tourelle peut provenir d'un problème de débit des pompes qui alimentent le moteur hydraulique du réducteur (cumul des 2 débits).

Pour la suite de l'étude, se reporter page 24.

Caractéristiques des pompes hydrauliques :

- Fréquence de rotation $N = 2000$ tr/min
- Nombre de pistons : $n = 9$ pistons
- Diamètre des pistons : d
- Rayon du barillet : R
- Angle d'inclinaison de plateau : $\varphi = 0$ à 22° maxi

Caractéristiques du moteur hydraulique :

- Fréquence de rotation du moteur hydraulique pour une vitesse de rotation normale de la tourelle de 8 tr/min : $N_{mh} = 1392$ tr/min
- Cylindrée du moteur hydraulique : 150 cm^3

D1 : Exprimer la course des pistons C en fonction de l'angle d'inclinaison du plateau φ et du rayon R sous la forme : $C = f(\varphi, R)$.

D2 : Exprimer la cylindrée de la pompe en fonction de d , φ et R , sous la forme : $\text{cyl} = f(\varphi, R, d)$

D3 : Mettre la relation précédente sous la forme $\text{cyl} = K \cdot \tan(\varphi)$ en exprimant K en fonction de d et R .

D4 : En fonction de la cylindrée de la pompe de travail donnée dans la documentation technique et de l'angle de cylindrée maxi, déterminer la constante K .

D5* : Dans le cas du dysfonctionnement envisagé la tourelle tourne à 4 tr/min, calculer alors le débit d'alimentation du moteur hydraulique.

D6 : En déduire la valeur de l'angle φ si les cylindrées réglées des pompes sont identiques.

D7* : Lister les causes possibles au niveau des pompes de travail provoquant ce manque de vitesse du moteur hydraulique.

B.T.S. M.A.V.E.T.P.M.		Session : 2010
Modélisation et étude prédictive des systèmes	MME4ME	Page 9 sur 24

**BTS MAINTENANCE ET APRÈS-VENTE DES ENGINES DE
TRAVAUX PUBLICS ET DE MANUTENTION**

MODÉLISATION ET ÉTUDE PRÉDICTIVE DES SYSTÈMES

PELLE HYDRAULIQUE

DOCUMENTS RÉPONSES

Base Nationale des sujets d'examens de l'enseignement professionnel
Niveau SCEREN

B.T.S. M.A.V.E.T.P.M.		Session : 2010
Modélisation et étude prédictive des systèmes	MME4ME	Page 10 sur 24

A1

Type de pelle	R 914
N° de série	SN : 8705
Type moteur	Liebherr D924 T-EA1
Puissance DIN moteur	105 kW
Type de pompe hydraulique	LPVD100
Cylindrée par pompe de travail	
Nombre de pompes de travail	
Cylindrée totale	
Régime nominal	2000 tr/min
Débit maxi théorique	

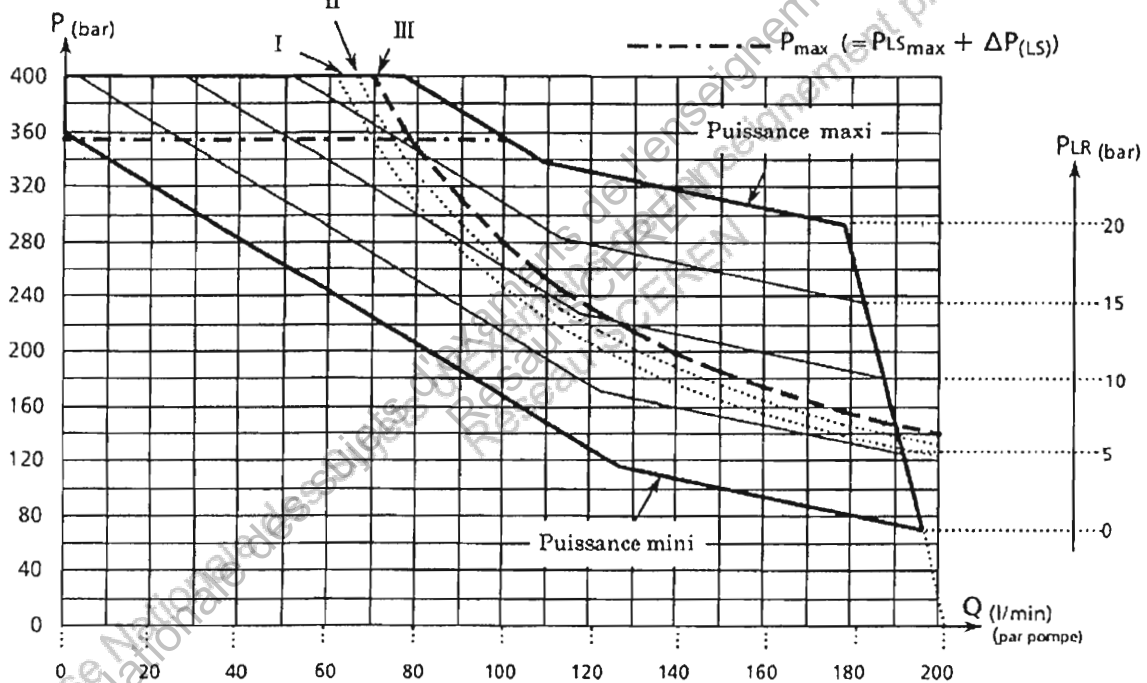
A3

LPVD 100
2000 min⁻¹

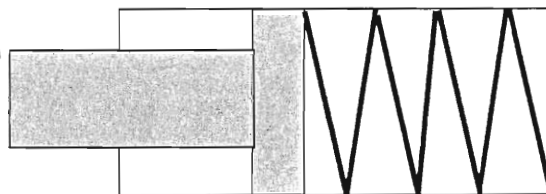
Puissance nominale pour une pompe

- I R914 / → SN 8712
- II R914 / SN 8713 →
- III - - - - A914 / SN 6001 →

- - - - - $P_{max} (= PLS_{max} + \Delta P_{(LS)})$



C 4.3

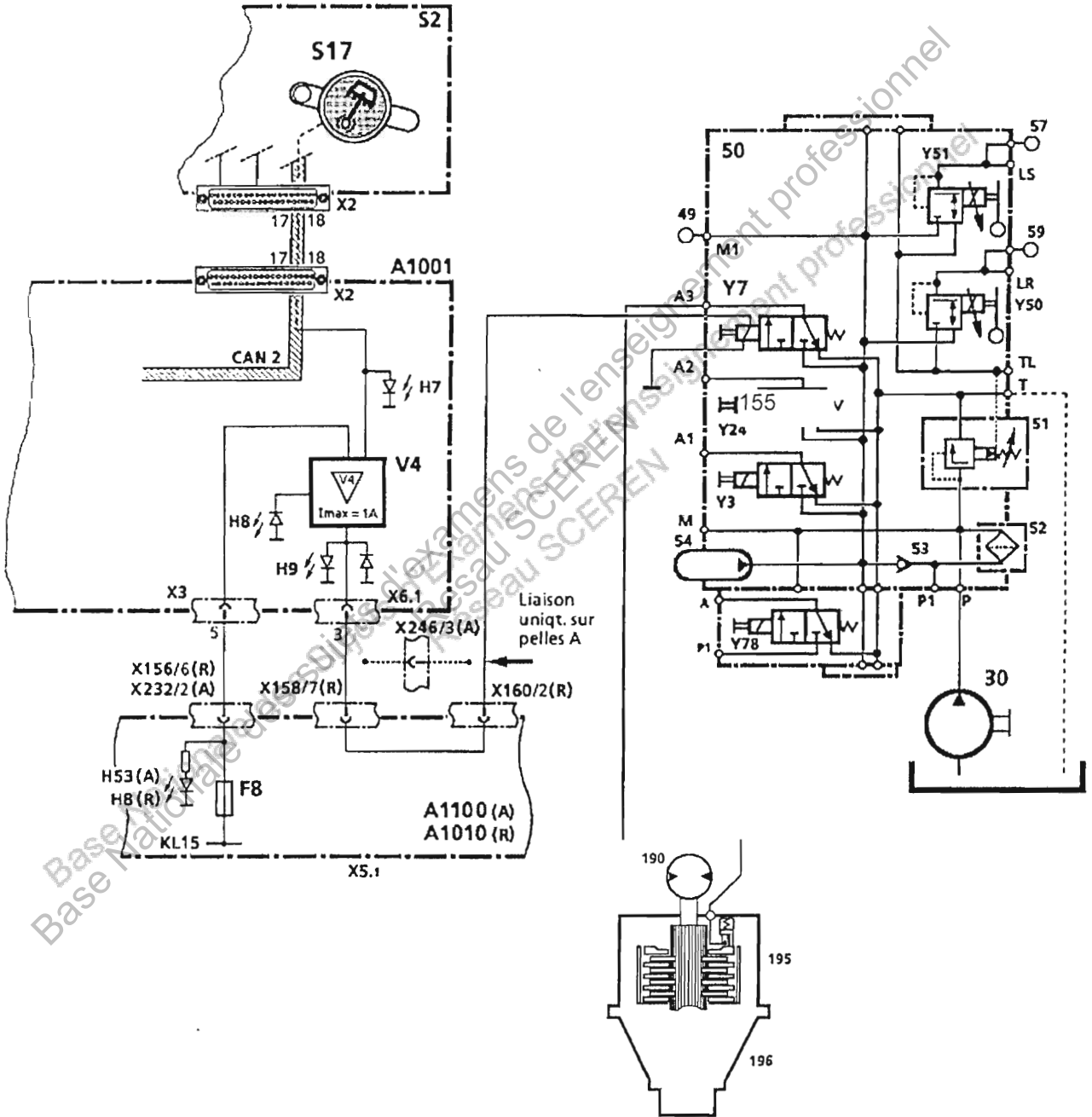


DR2

C5.2

En fonctionnement semi-automatique (diode S17 éteinte)	Vitesse plate forme < valeur limite	Vitesse plate forme > valeur limite
Interrupteur basculé vers le bas	Y7 =	Y7 =
Interrupteur basculé vers le haut	Y7 =	Y7 =

C5.3



BTS MAINTENANCE ET APRÈS-VENTE DES ENGIN DE TRAVAUX PUBLICS ET DE MANUTENTION

MODÉLISATION ET ÉTUDE PRÉDICTIVE DES SYSTÈMES

PELLE HYDRAULIQUE

DOCUMENTS TECHNIQUES

Remarque :

toutes les données de ce dossier : caractéristiques, schémas, dessins, simulations, etc., ne correspondent pas nécessairement aux caractéristiques réelles de la machine étudiée.

B.T.S. M.A.V.E.T.P.M.		Session : 2010
Modélisation et étude prédictive des systèmes	MME4ME	Page 13 sur 24

Caractéristiques de la machine

Pelle LIEBHERR R914 N° série SN 8705

- Puissance sortie moteur : $P_m = 105 \text{ kW}$ à 2000 tr/min
- Puissance calorifique à dissiper par le circuit de refroidissement du moteur en pleine charge $P_c = 90 \text{ kW}$
- Rendement global du moteur diesel : $\eta_m = 0,35$
- Débit de la pompe à eau moteur : $Q_{\text{eau}} = 117 \text{ l/min}$

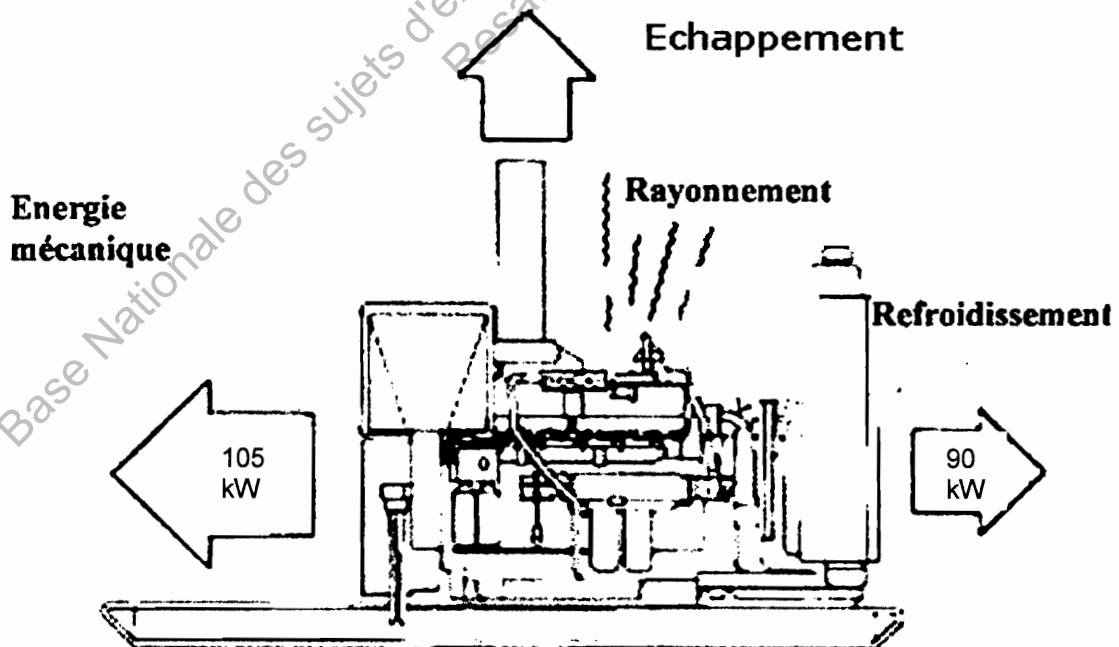
Relations thermiques pour le circuit de refroidissement :

$$\Delta E = m \cdot C \cdot \Delta T$$

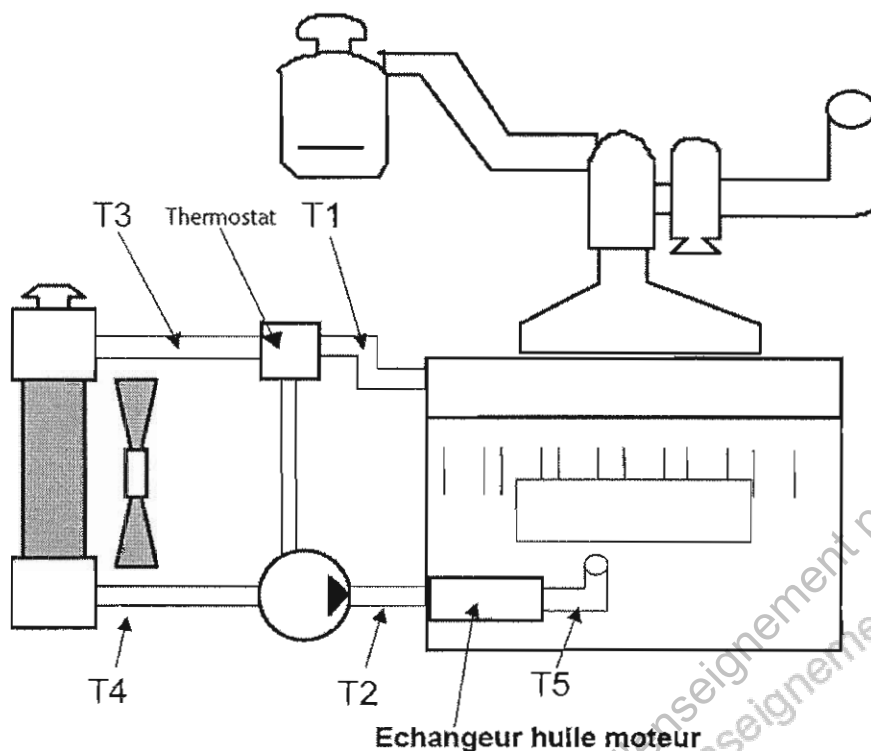
$$\Delta P_c = Q_{\text{eau}} \cdot \rho \cdot C \cdot \Delta T$$

Avec :

- Variation d'énergie : ΔE en J
- Variation de puissance : ΔP_c en W
- Débit d'eau : Q_{eau} en $\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$
- Différence de température : ΔT en $^\circ\text{C}$
- Masse volumique de l'eau : $\rho = 1000 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$
- Masse : m en kg
- Chaleur massique ou capacité thermique de l'eau $C = 4180 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot ^\circ\text{C}^{-1}$

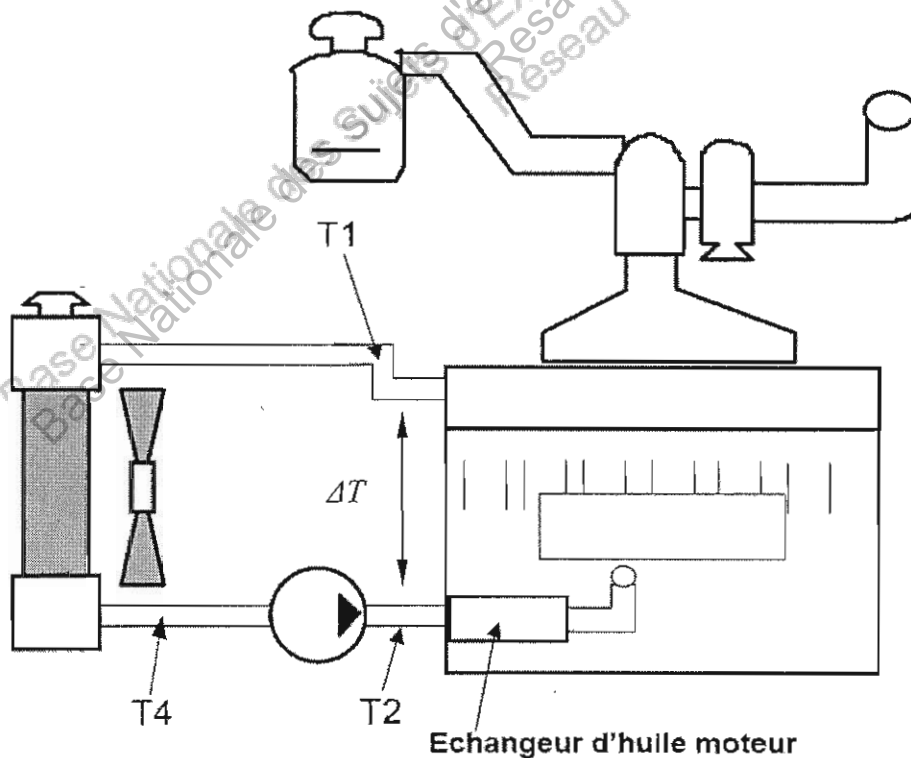


Organisation du circuit de refroidissement du moteur



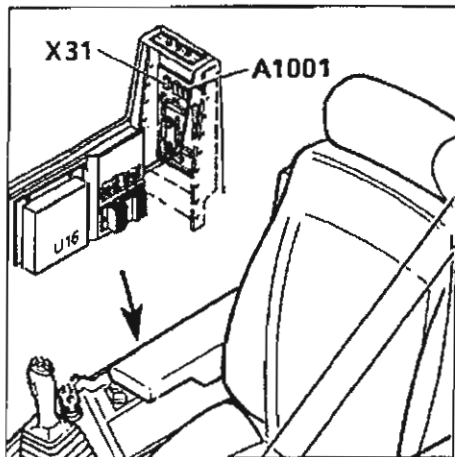
Configuration du circuit de refroidissement aux conditions d'essai

- moteur en pleine charge
- thermostat bloqué ouvert



Caractéristiques hydrauliques

Essais et mesures



Contrôle de la puissance fournie par le moteur Diesel

Principe

La puissance mesurée est la puissance hydraulique en sortie de pompes.

Pour cela, la pompe de travail étant bloquée en angle maxi, la pression de sortie est augmentée lentement pour faire chuter le régime du moteur jusqu'à sa valeur nominale.

La puissance du moteur est correcte si la pression que l'on atteint à ce moment est supérieure ou égale à la valeur $P_{\text{powertest}}$ prescrite (voir ci-dessous)

Procédure

Brancher un manomètre sur la prise de pression 41.

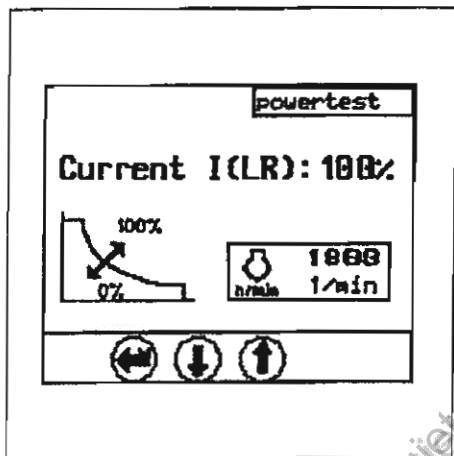
Faire tourner le moteur à son régime maxi à vide.

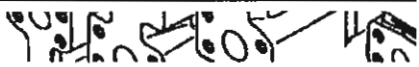
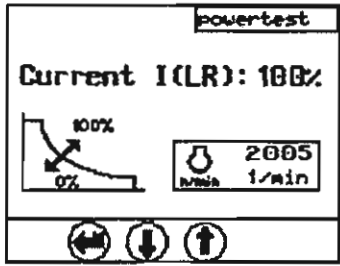
Dévisser l'un des limiteurs de pression jusqu'à ce que les pressions soient inférieures à $P_{\text{powertest}}$.

Forcer le régulateur de puissance des pompes de travail à son maximum.

Pour cela, mettre en place le connecteur de service vert sur X31 et utiliser le menu "power test" du display de contrôle:

- sélectionner le menu "power test",
- en ouvrant le menu, le courant $I_{(LR)}$ est réglé à 100% dans le cas contraire, régler $I_{(LR)}$ à 100%, voir le sous-groupe 8.71, avant de faire le test de puissance.

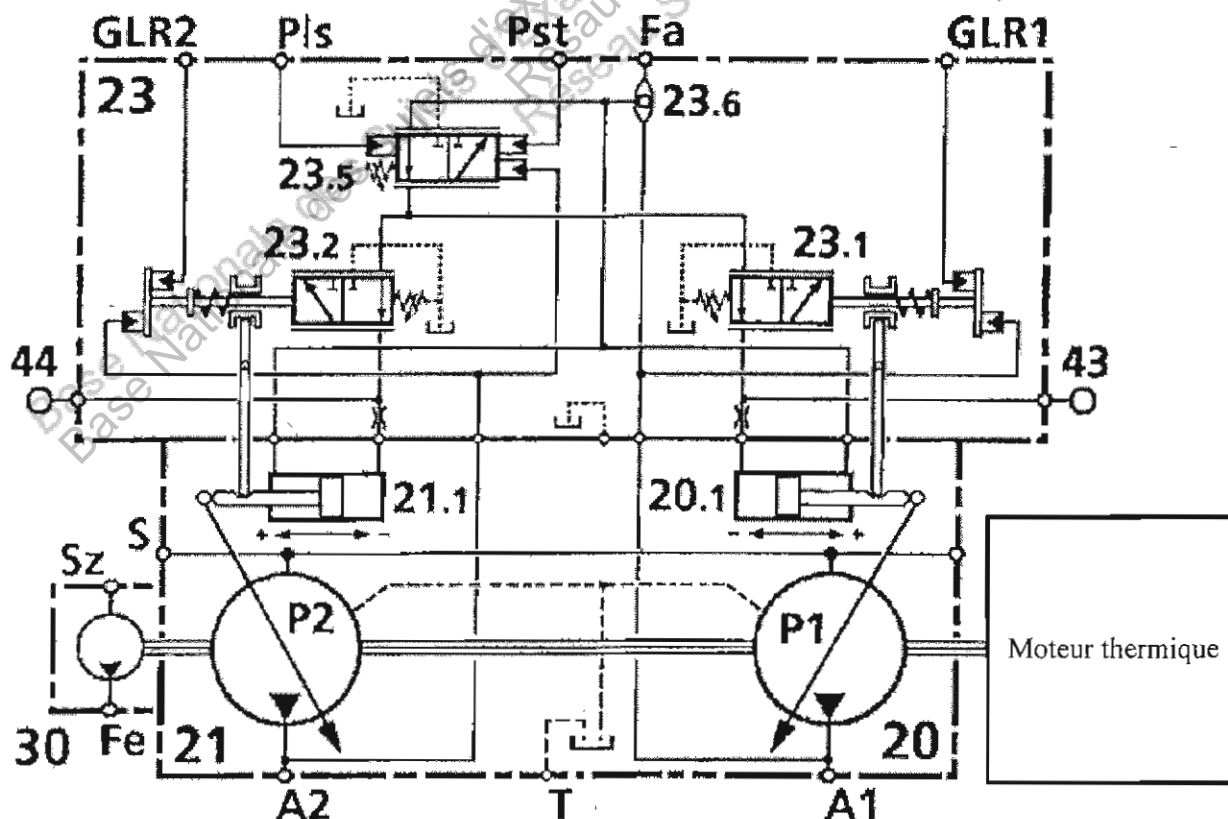


Contrôle	Valeur théorique*	Prise de pression	Valeur lue	Réglage éventuel	Vue Remarque
<p>moteur</p> <p>Bloquer les deux pompes en puissance maxi à l'aide du menu "Powertest".</p> <p>Baisser les limiteurs de pression en dessous de la pression $P_{\text{powertest}}$, puis les revisser lentement et simultanément.</p> <p>Lorsque le régime moteur est de $2000 \pm 10 \text{ min}^{-1}$, lire la haute pression P en 41 P doit être $\geq P_{\text{powertest}}$</p>	≥ 120	41	 

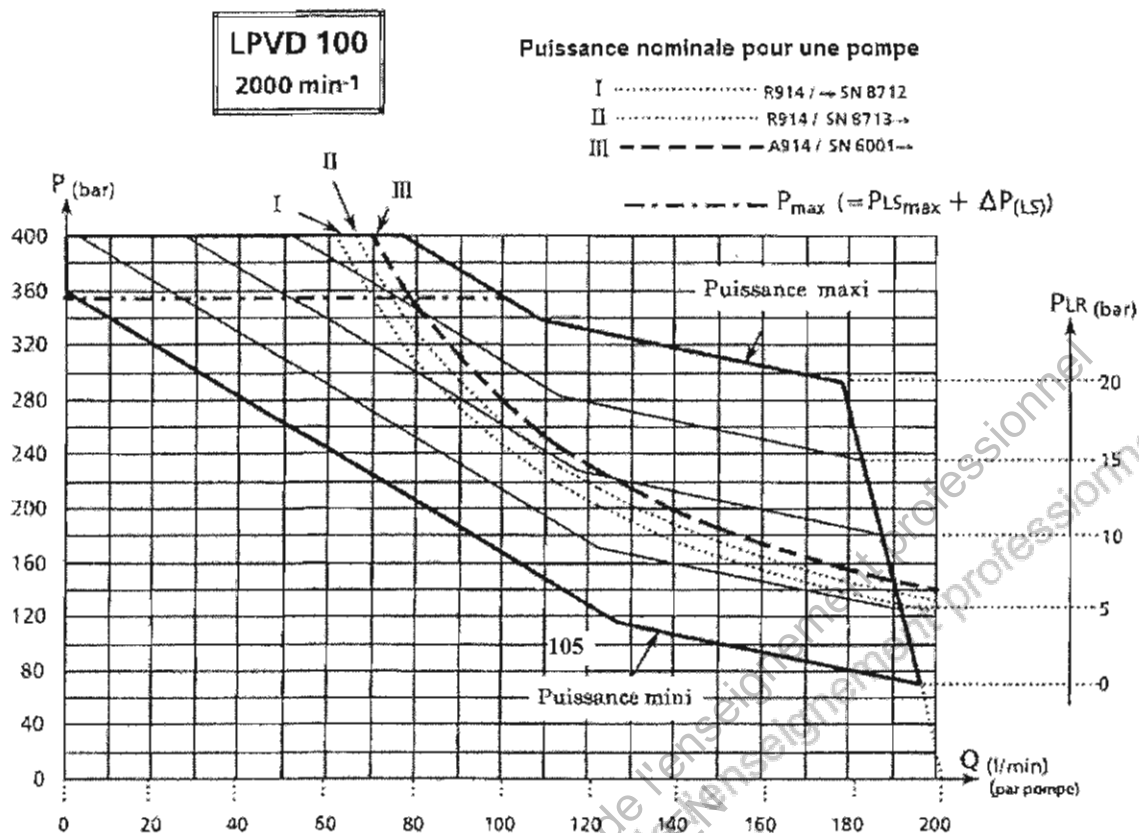
Caractéristiques techniques des pompes

Série Pelle		Litronic R 914	Litronic A 914	Litronic A / R 924
Type de pompe		LPVD 100	==	LPVD 107
Régime nominal	min ⁻¹	2000	==	==
Sens de rotation (vu sur le volant moteur)		à gauche	==	==
Cylindrée nominale	cm ³	limitée à 2×100	==	2×107
Débit à la puissance maxi	l/min	2×190	2×190	2×214
Débit mini	l/min	2×25	==	==
Puissance d'entraînement des pompes	kW	105 (→SN 8712)	109	109
Description de la pompe de travail, voir sous-groupe		7.10 / 7.12	==	==
Pompe de servocommande	Type	Pompe à engrenages	==	==
Régime nominal	min ⁻¹	2000	==	==
Cylindrée	cm ³	20	==	==
Débit	l/min	36	==	==
pression	bar	30	==	==

Schéma des pompes hydrauliques



Courbes de puissance de la pompe LPVD 100

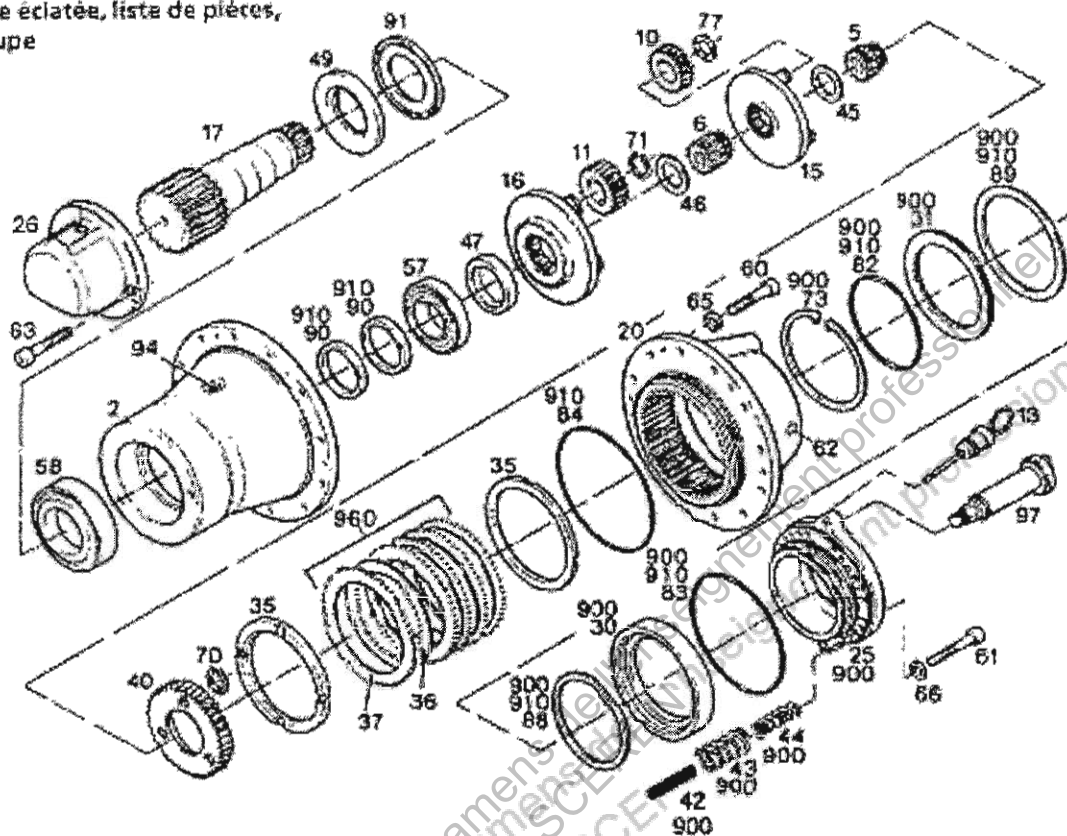


Caractéristiques techniques du réducteur d'orientation

Série	Litronic		
Pelle	A / R 900 B	A / R 904	A / R 914
N° de série	6001	6001	6001
Type de réducteur	SAT 225 / 220	SAT 225 / 200	SAT 250 / 231
Régime maxi.	2400 min ⁻¹	2400 min ⁻¹	2172 min ⁻¹
Couple maxi.	4850 Nm	4850 Nm	8500 Nm
Démultiplication	1 : 31,8	1 : 31,8	1 : 31,8
Poids (environ)	108 kg	108 kg	154 kg
Quantité d'huile dans le réducteur	4,4 l.	4,4 l.	5,5 l.
Qualité de l'huile	API - GL - 5	API - GL - 5	API - GL - 5
Viscosité de l'huile ou (ou avec frein de positionnement)	SAE 90 W SAE 80 W 90 SAE 90 LS	SAE 90 W SAE 80 W 90 SAE 90 LS	SAE 90 W SAE 80 W 90 SAE 90 LS
Frein	Frein à disques multiples à ouverture hydraulique		
Pression d'ouverture mini.	20 bar	28 bar	28 bar
Pression d'ouverture maxi.	35 bar	35 bar	35 bar

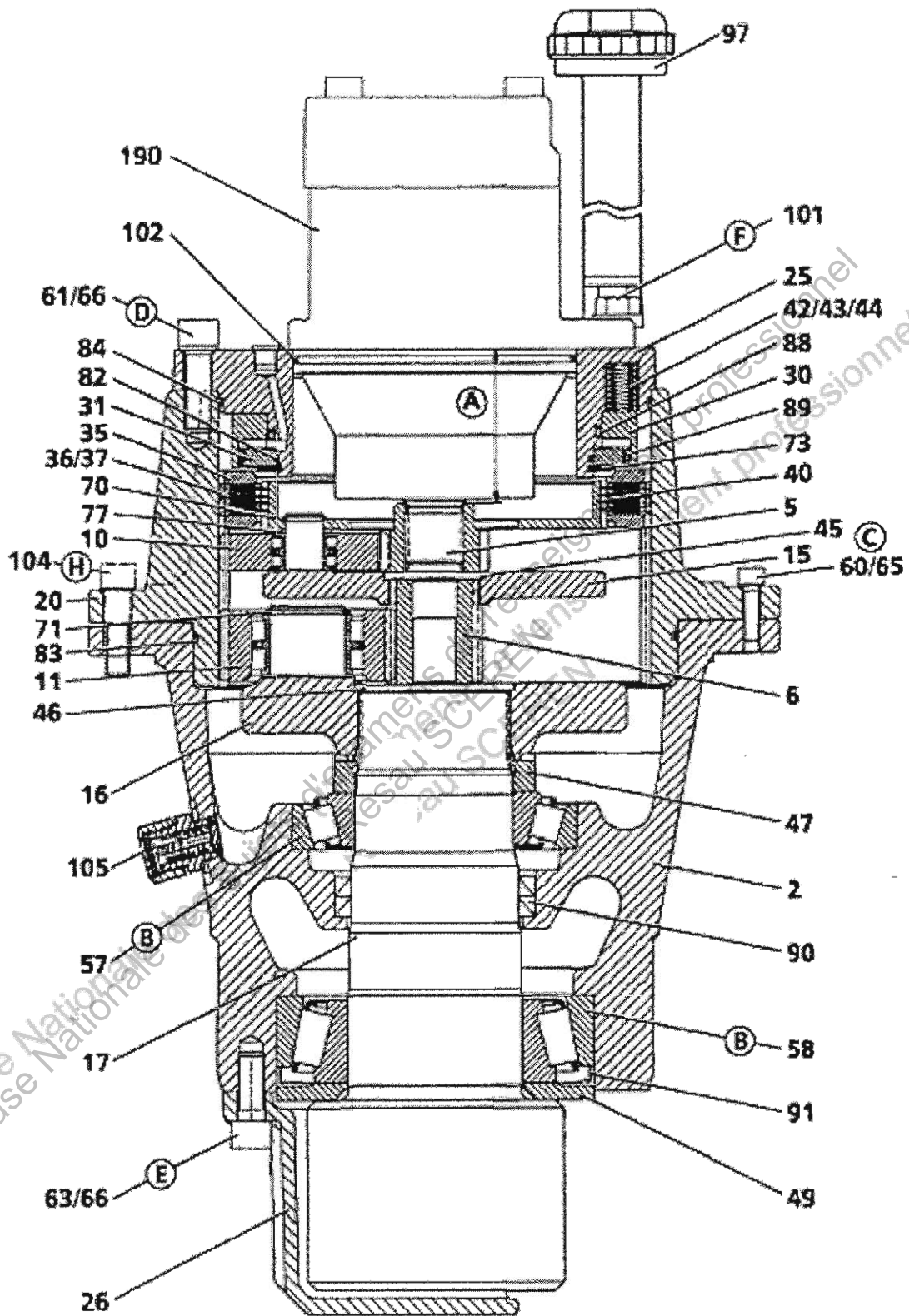
Vue éclatée du réducteur

Vue éclatée, liste de pièces, coupe

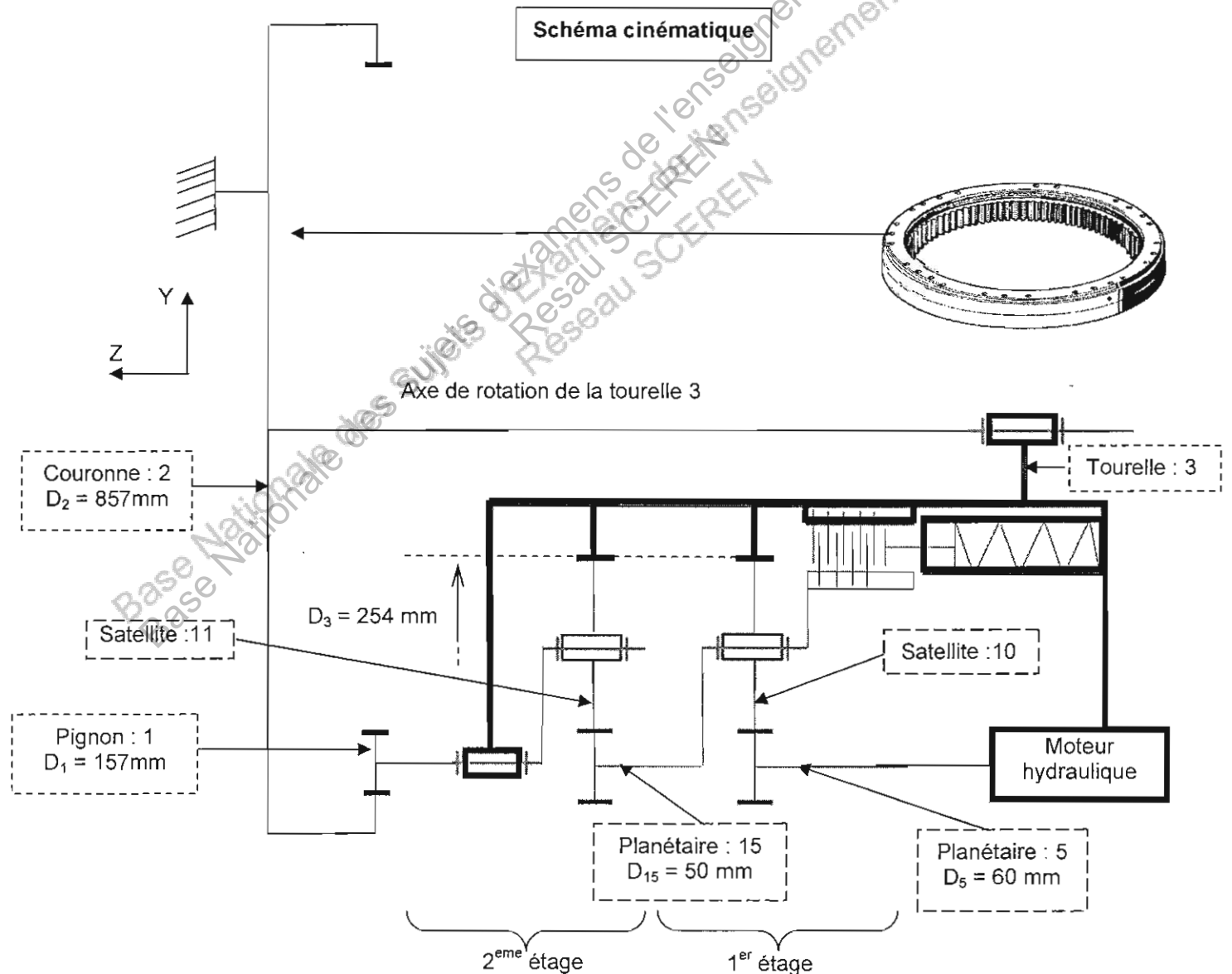
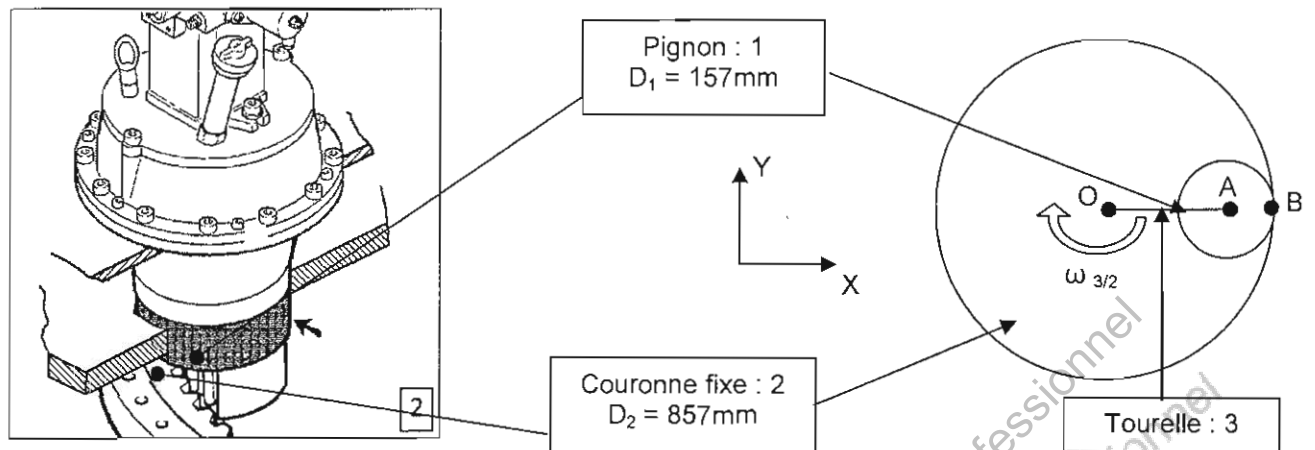


2	Cartier de sortie	43	Ressort	82	Joint torique
5	Pignon planétaire	44	Ressort	83	Joint torique
6	Pignon planétaire	45	Bague de maintien	84	Joint torique
10	Satellite	46	Bague de maintien	88	Joint à rainure
11	Satellite	47	Ecrou à créneaux	89	Joint à rainure
13	Jauge à huile	49	Bague d'appui	90	Joint à lèvres
15	Porte-satellite	57	Roulement à rouleaux coniques	91	Rondelle Nilos
16	Porte-satellite	58	Roulement à rouleaux coniques	94	Bouchon (unigt. 900 B)
17	Arbre de sortie	60	Vis à tête cylindrique	97	Tuyau de remplissage
20	Couronne à denture interne	61	Vis à tête cylindrique	101	Vs à tête cylindrique
25	Cartier de frein	62	Bouchon (unigt. 900 B)	102	Joint torique
26	Cartier de graisse	63	Vis à tête cylindrique	104	Vs à tête cylindrique
30	Piston D = 250 mm d = 220 mm	65	Frein d'écrou	105	Clapet de purge
31	Entretoise	66	Frein d'écrou	190	Noteur hydr. HMF ou FMF
35	Bague d'appui	70	Circlips	900	Ensemble de réparation / freins
36	Disque intérieur	71	Circlips	910	Ensemble d'étanchéité / réducteur
37	Disque extérieur	73	Circlips	960	Ensemble de réparation / disques de freins
40	Porte-disques	77	Rondelle d'appui		
42	Ressort (caduque sur 900 B)				

Dessin d'ensemble du réducteur

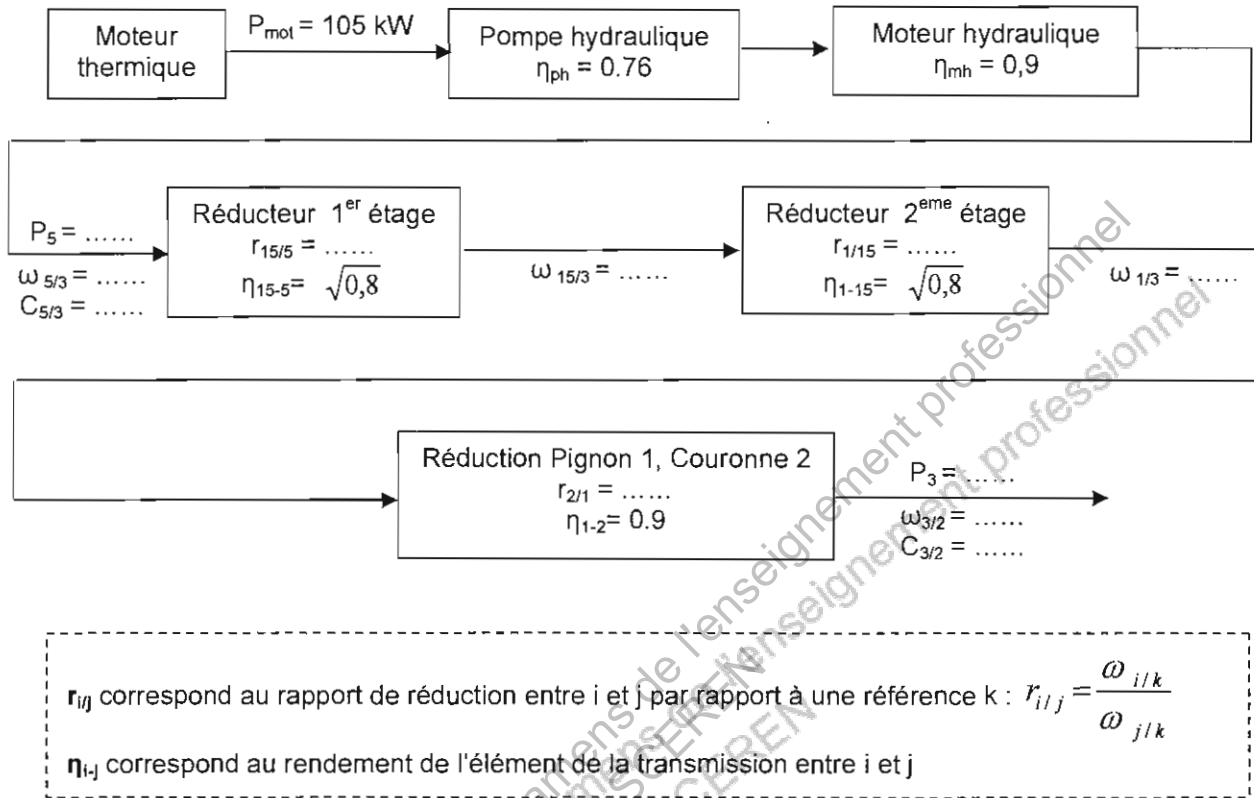


Schématisation du dispositif d'entraînement de la tourelle

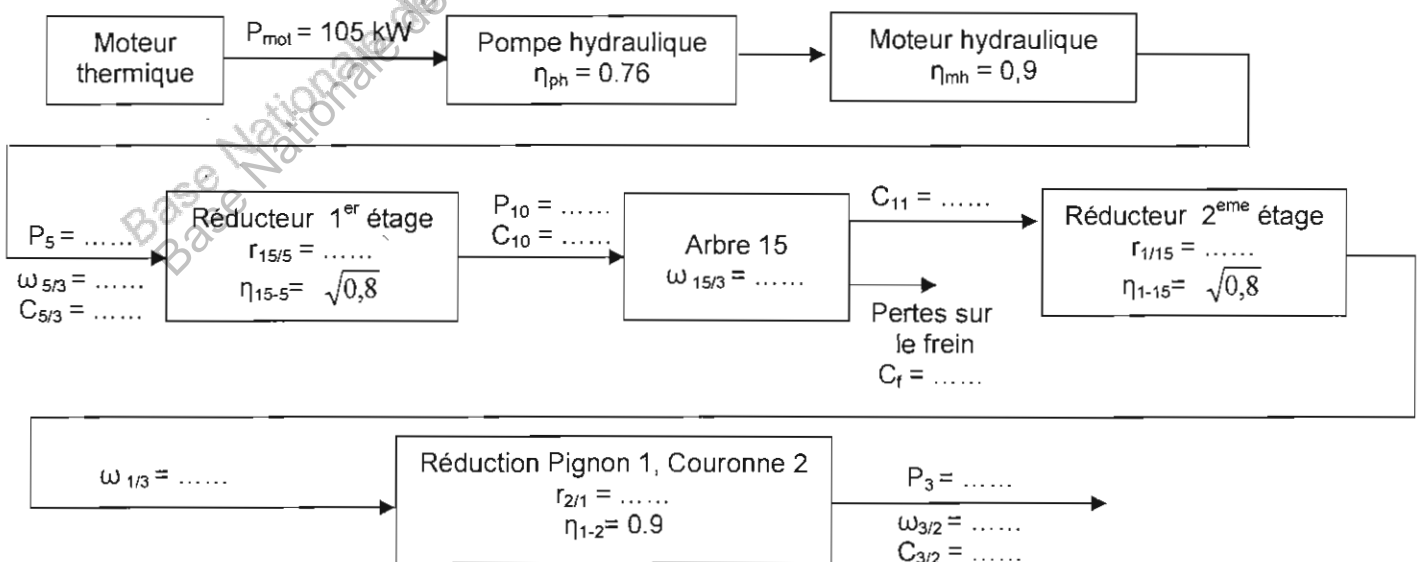


Cheminement des puissances pour l'entraînement de la tourelle

Situation frein débloqué

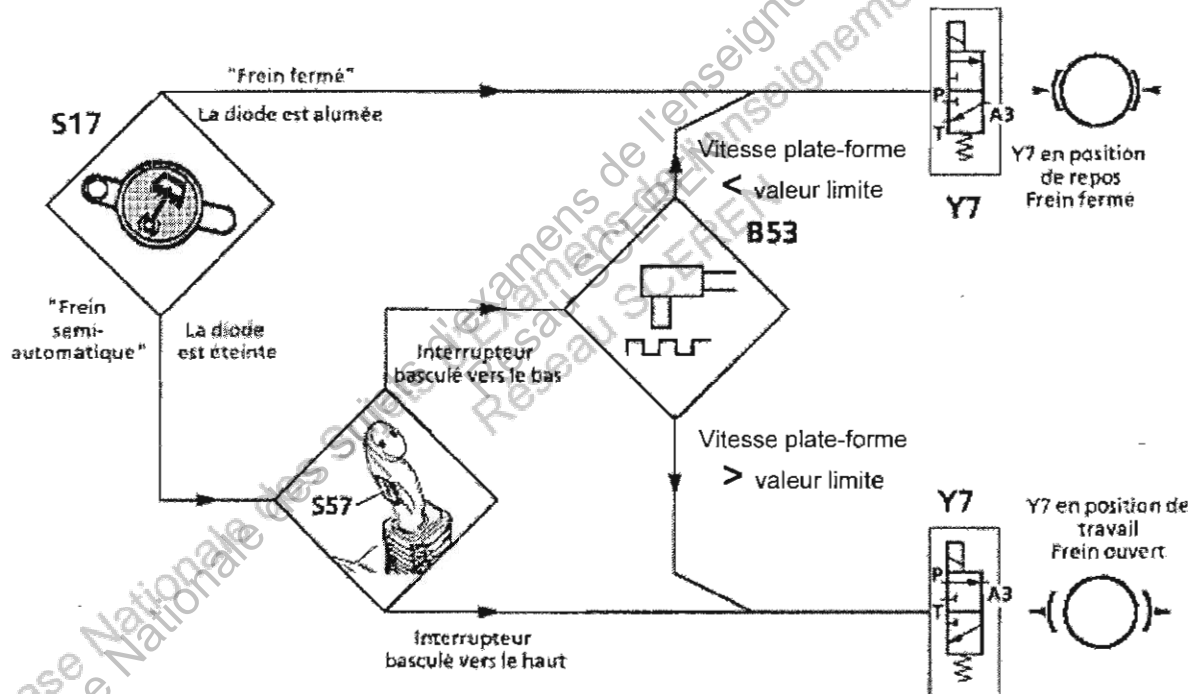


Situation avec puissance dissipée par le frein (mise en rotation lente de la tourelle)



Synoptique de la commande du frein

- Sur les machines équipées d'un frein semi-automatique (R 934 et R 944) la présélection du mode de freinage se fait par l'intermédiaire du bouton poussoir S17 (fermé ou semi-automatique).
- En position "frein bloqué", le frein reste toujours fermé (la diode rouge, dans le bouton poussoir S17, est allumée).
- En position "frein semi-automatique", le frein est commandé comme suit par l'interrupteur S57 intégré dans le levier à commande en croix droit :
 - avec l'interrupteur S57 basculé vers le bas, le frein se ferme automatiquement dès que la vitesse de la plate-forme est inférieure à un certain seuil, transmis par le capteur d'impulsions B53.
 - avec l'interrupteur S57 basculé vers le haut, le frein reste ouvert.



Dessin d'ensemble de la pompe hydraulique

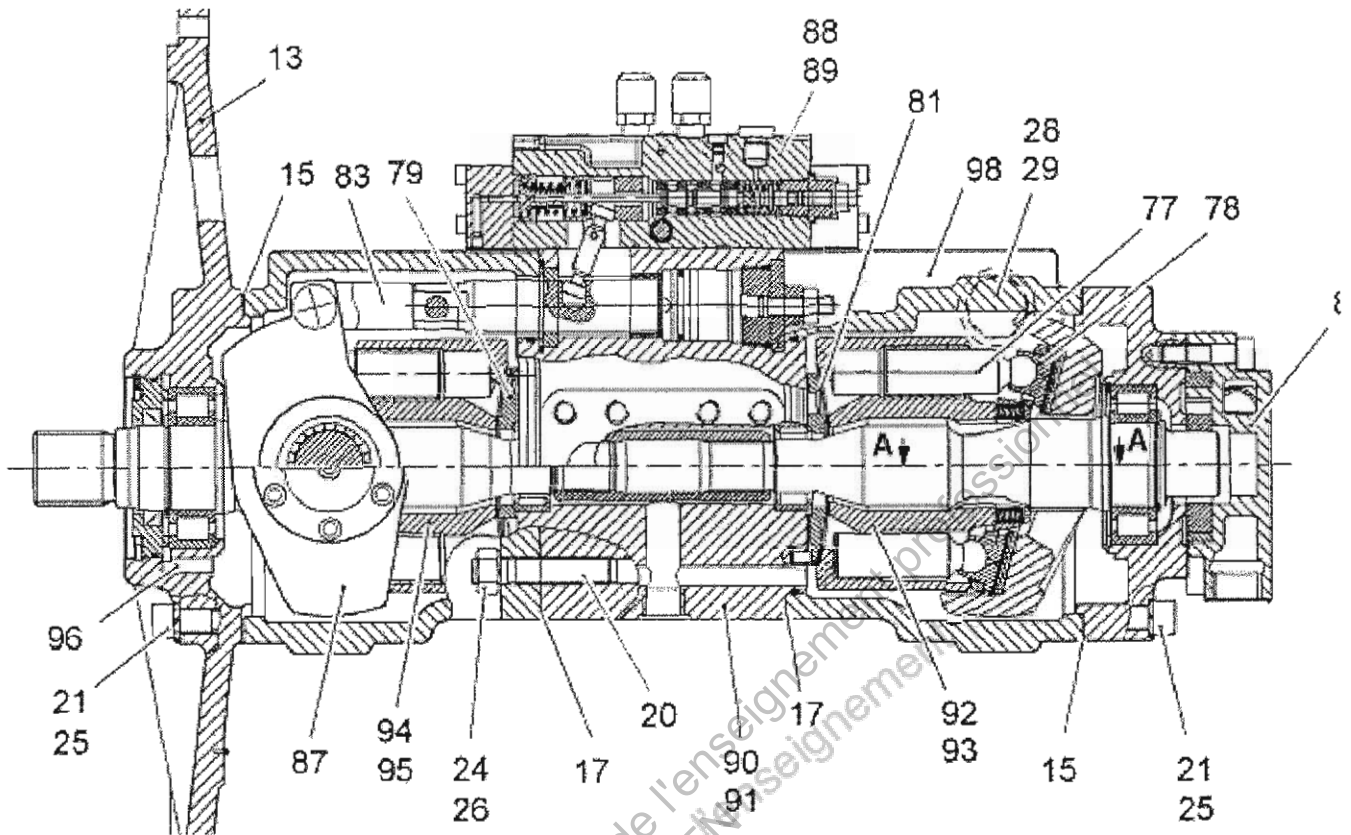


Schéma cinématique de la pompe

