

SESSION 2015

AGRÉGATION CONCOURS EXTERNE

Section : SCIENCES INDUSTRIELLES DE L'INGÉNIEUR

Options : sciences industrielles de l'ingénieur et ingénierie mécanique,
sciences industrielles de l'ingénieur et ingénierie électrique,
sciences industrielles de l'ingénieur et ingénierie des
constructions.

ÉPREUVE DE SCIENCES INDUSTRIELLES DE L'INGÉNIEUR

Durée : 6 heures

Calculatrice électronique de poche – y compris calculatrice programmable, alphanumérique ou à écran graphique – à fonctionnement autonome, non imprimante, autorisée conformément à la circulaire n° 99-186 du 16 novembre 1999.

L'usage de tout ouvrage de référence, de tout dictionnaire et de tout autre matériel électronique est rigoureusement interdit.

Dans le cas où un(e) candidat(e) repère ce qui lui semble être une erreur d'énoncé, il (elle) le signale très lisiblement sur sa copie, propose la correction et poursuit l'épreuve en conséquence.

De même, si cela vous conduit à formuler une ou plusieurs hypothèses, il vous est demandé de la (ou les) mentionner explicitement.

NB : *La copie que vous rendrez ne devra, conformément au principe d'anonymat, comporter aucun signe distinctif, tel que nom, signature, origine, etc. Si le travail qui vous est demandé comporte notamment la rédaction d'un projet ou d'une note, vous devrez impérativement vous abstenir de signer ou de l'identifier.*

Tournez la page S.V.P.

ÉPREUVE DE SCIENCES INDUSTRIELLES DE L'INGÉNIEUR

Durée : 6 heures

Sujet
Documents techniques

pages 2 à 42
pages 43 à 49

Présentation du support

1. Le chantier

Ce projet concerne la construction d'un bâtiment à usage de bureaux (figure 1), situé en région parisienne.



figure 1 Image du futur bâtiment

C'est un bâtiment R+7 (8 étages) avec 4 niveaux de sous-sols. Le terrain naturel se situe à une cote comprise entre 67,20 NGF¹ et 68,70 NGF (cote moyenne 68,00 NGF). Un pré-terrassement général est réalisé à la cote 66,50 NGF avant le début des travaux. La présence d'une nappe phréatique proche du niveau supérieur du terrain naturel est une contrainte complémentaire pour l'ouvrage.

Pour la réalisation des quatre niveaux de sous-sols, il est nécessaire d'exécuter les terrassements à l'abri d'un soutènement. En raison de la nature des sols et du niveau de la nappe phréatique, ce soutènement sera réalisé à l'aide d'une paroi moulée. Cette paroi moulée permettra de reprendre les poussées importantes des sols, de limiter les déformations (soutènement rigide), et de rendre étanche à l'eau la fouille lors des travaux et en phase définitive.

La paroi moulée a une épaisseur de 0,62 m. Pendant les phases travaux, elle est maintenue par un lit de butons (éléments stabilisateurs, voir figure 21) provisoires. Pour la phase de service, elle est appuyée sur le radier et sur les planchers hauts des différents niveaux de sous-sols.

Le phasage des travaux de l'infrastructure (sous-sol) est décrit de la façon suivante (figure 2) :

- réalisation de la paroi moulée, d'épaisseur 0,62 m ;
- terrassement à 63,30 NGF pour pose des butons provisoires ;
- réalisation des butons provisoires ;
- terrassement du fond de fouille à 56,70 NGF ;

¹ NGF, nivellement général de la France constituant un repérage altimétrique.

- rabattement de la nappe ;
- réalisation du radier résistant aux sous-pressions (le niveau fini du radier se trouve à la cote 58,00 NGF, le fond de fouille à 1,30 m plus bas soit 56,70 NGF), et du plancher haut -4 et -3 ;
- dépose des butons ;
- réalisation du plancher haut -2.

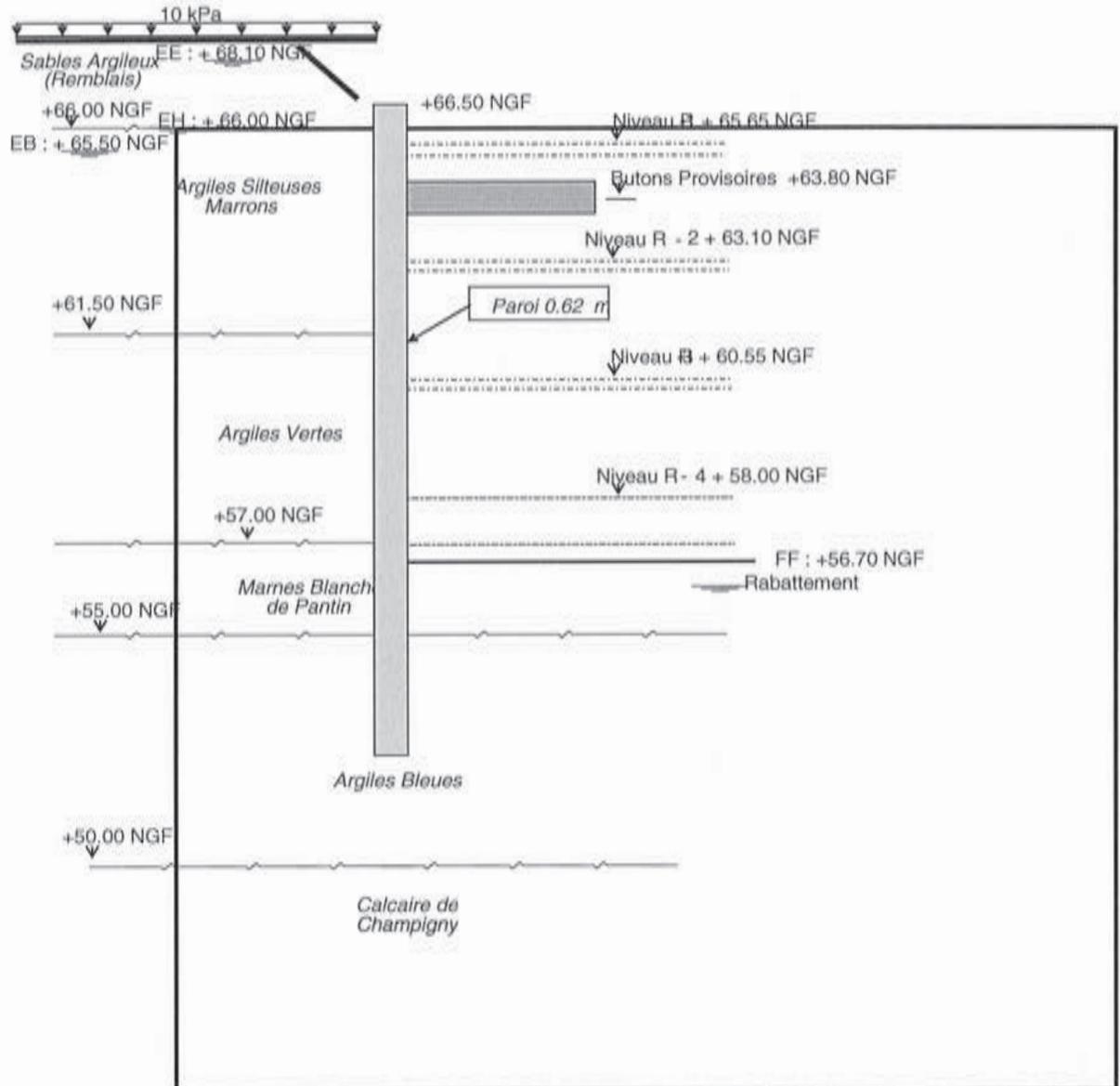


figure 2 Coupe du sous-sol

On peut noter que la limitation des débits d'exhaure² en phase provisoire (avant le rabattement de nappe) est assurée par la présence de l'horizon quasi-étanche des marnes bleues d'Argenteuil. En phase définitive, le radier étanche reprend les sous-pressions.

Afin d'améliorer la compréhension du sujet, une description succincte de la réalisation des parois moulées est proposée.

Cette paroi a deux fonctions :

² Pompage de l'eau dans le sol

- en phase travaux, elle permet de protéger le chantier à l'intérieur de la fouille (stabilité mécanique et étanchéité à l'eau) ;
- en phase service, elle est conservée et sert de fondation à la superstructure et d'éléments de structure pour les niveaux de sous-sol.

Les différentes étapes de la réalisation de la paroi moulée sont détaillées sur la figure 3 :

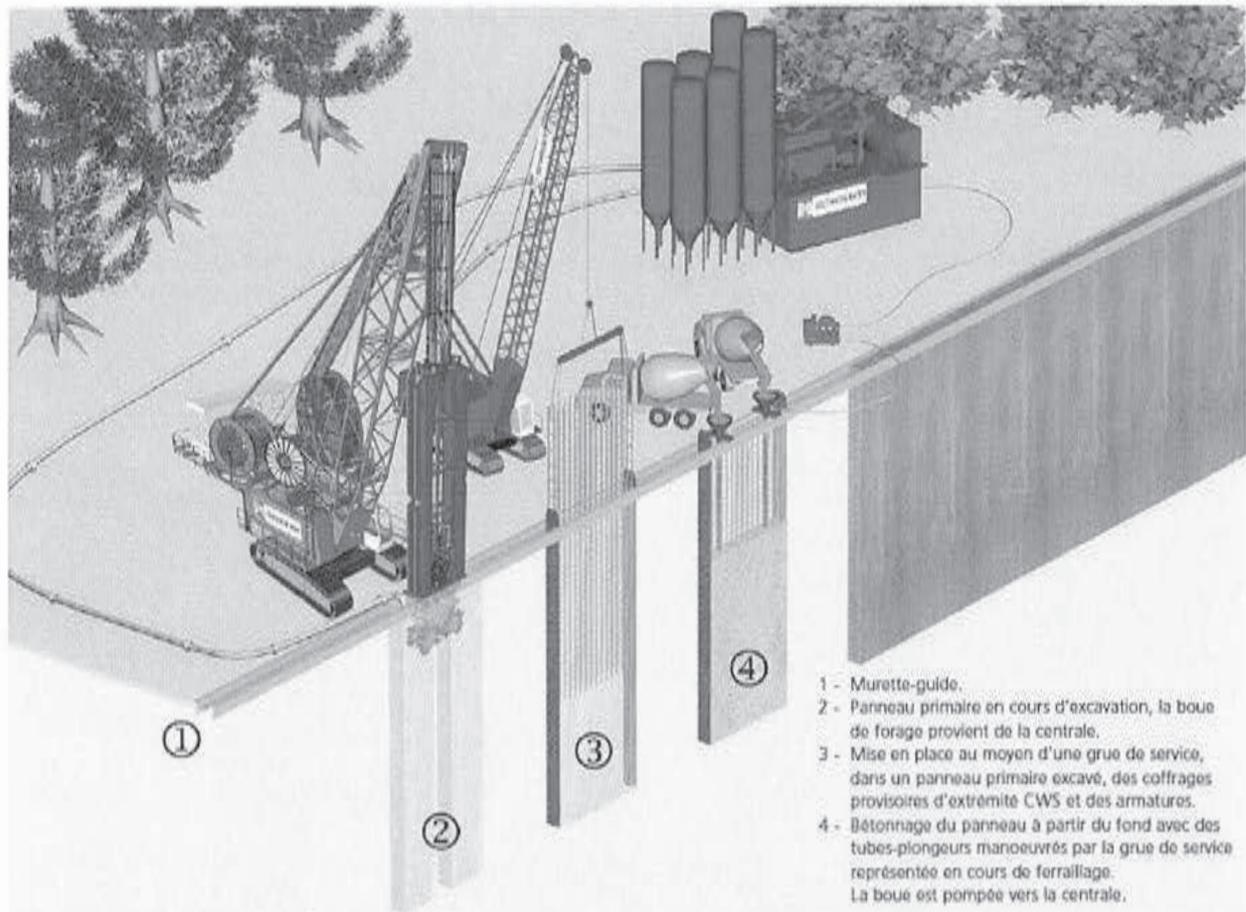


figure 3 Réalisation de la paroi moulée

- réalisation de la murette-guide ;
- panneau primaire en cours d'excavation ;
- mise en place des coffrages ;
- bétonnage des panneaux.

Le mélange de terre et de bentonite, remué par le dispositif ©hydrofraise (voir ci-contre), est évacué par une pompe actionnée hydrauliquement (voir figure 4).

Cette boue chargée est renvoyée vers la centrale à boue pour retraitement.

La bentonite régénérée est réinjectée dans la tranchée.



La « bentonite » est une boue constituée d'eau et d'une argile particulière appelée bentonite. Sa propriété principale est la thixotropie (capacité à pouvoir passer de l'état liquide lorsqu'elle est en mouvement, à l'état solide lorsqu'elle est au repos, et inversement). La bentonite permet de remplacer la terre évacuée afin de maintenir la tranchée stable lors du forage et de colmater les éventuelles cavités et fissures existantes dans le sol.

Synoptique du circuit de circulation des boues

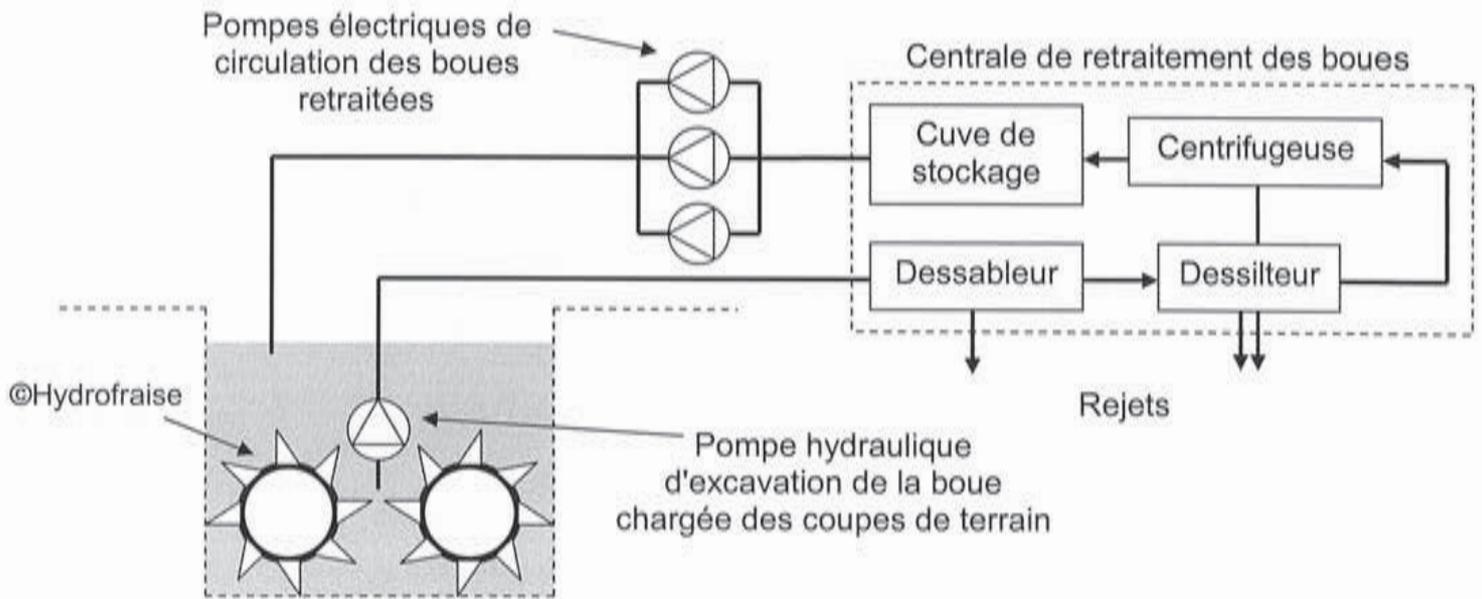


figure 4 Synoptique de circulation des boues

La centrale de retraitement des boues est constituée de plusieurs éléments :

- un dessableur traitant 450 m³/h de boue souillée et qui peut en extraire jusqu'à 160 t/h de résidus secs ; en fonction de leur taille, les sables de 0,2 à 5 mm sont extraits par scalpage et essorage, les fines inférieures à 100 microns sont éliminées par hydrocyclone ;
- un dessilteur qui rejette les matières les plus fines ;
- une centrifugeuse est utilisée pour la classification, c'est-à-dire le maintien de la densité des boues de forage.

L'étude qui suit ne permet pas d'aborder tous les choix technologiques imposés par la réalisation de ce chantier. Dans ce sujet, ne seront abordés que le choix du groupe électrogène, le positionnement et le dimensionnement des pompes d'évacuation de l'eau de fouille, la tenue de la paroi supportant la terre extérieure, la solution retenue pour l'évacuation de la terre par camions et une modélisation de la commande des camions lors de la montée de la rampe.

2. Amélioration de l'alimentation des moteurs de la centrale à boue

L'objectif de cette partie est de valider le choix du groupe électrogène d'alimentation du chantier. L'étude montrera l'impact des démarrages des moteurs sur le courant demandé au groupe électrogène et sur la tension du réseau. On cherchera ensuite la meilleure stratégie de commande des moteurs pour limiter ces effets et réduire la taille du groupe électrogène.

2.1. Alimentation en énergie du chantier

2.1.1. Besoin en énergie électrique

La plupart des équipements de chantier, pelleteuse, grue, hydrofraise, est équipée de moteurs Diesel qui entraînent également un générateur électrique et un compresseur hydraulique. Cela permet de rendre ces machines totalement autonomes en énergie.

Le plus important consommateur électrique du chantier est donc la centrale de retraitement des boues de forage. Elle est constituée d'un dessableur Sotres (326 kW, $\cos \varphi = 0,86$), d'un dessilteur (180 kVA, $\cos \varphi = 0,8$), et d'une centrifugeuse (90 kW, $\cos \varphi = 0,84$). Il est nécessaire d'alimenter également la base vie (32 kVA, $\cos \varphi = 1$), constituée de cinq bungalows (chef de chantier, réunion, vestiaires, sanitaires et cantine), et des circuits auxiliaires (16 kVA, $\cos \varphi = 0,9$) destinés à l'outillage électroportatif et à l'éclairage de chantier.

Rappel

Sur un réseau triphasé équilibré délivrant des courants sinusoïdaux, on définit les puissances active, réactive et apparente par :

$$P = \sqrt{3}UI \cos \varphi \qquad Q = \sqrt{3}UI \sin \varphi \qquad S = \sqrt{3}UI = \sqrt{P^2 + Q^2}$$

Caractéristiques du groupe électrogène choisi :

- fréquence (Hz)	50 ;
- tensions de référence (V)	400/230 ;
- puissance max ESP (kVA)	880 ;
- puissance max ESP (kWe)	704 ;
- puissance max PRP (kVA)	800 ;
- puissance max PRP (kWe)	640 ;
- intensité (A)	1270 ;
- longueur (mm).	6058 ;
- largeur (mm).	2438 ;
- hauteur (mm).	2591 ;
- masse nette (kg).	12010 ;
- capacité du réservoir (L).	1850 ;
- autonomie à 75 % de charge (h)	12,20.

Signification des puissances ESP et PRP :

- puissance PRP (Prime Running Power), puissance nominale du groupe. Cette puissance peut être fournie en permanence ;
- puissance ESP (Emergency Stand-by Power), puissance maximale à ne pas dépasser. Cette puissance peut être fournie au maximum une heure toutes les 12 heures, et pas plus de 25 heures par an.

Question 1 : présenter un bilan de puissances électriques du chantier et calculer la puissance apparente totale demandée au groupe électrogène en kVA. Valider le choix du groupe électrogène.

2.1.2. Appel de courant du moteur le plus puissant en démarrage direct

Le plus puissant moteur de la centrale à boue est utilisé par la centrifugeuse. Il a les caractéristiques ci-dessous.

Caractéristiques du moteur asynchrone LS280MD :

- puissance nominale (kW)	90 ;
- tension nominale par enroulement (V)	400 ;
- fréquence de rotation nominale ($\text{tr}\cdot\text{min}^{-1}$)	1 478 ;
- nombre de paires de pôles	2 ;
- couple nominal (N·m)	581 ;
- courant nominal (A)	165 ;
- $\cos \varphi$ nominal	0,84 ;
- rendement nominal (%)	93,5 ;
- masse nette (kg).	450.

Pour étudier simplement ses caractéristiques au démarrage, un modèle électrique extrêmement simple de la machine est proposé. En négligeant les pertes fer, les pertes joules statoriques et le courant magnétisant, on obtient le schéma équivalent d'une phase du moteur. Il s'agit du modèle équivalent entre deux bornes homologues de la machine, sans couplage.

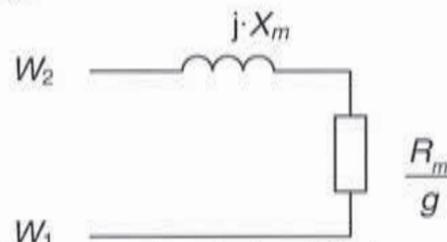


figure 5 Modèle monophasé simplifié du moteur asynchrone

où X_m est la réactance de fuite ramenée au stator, R_m est la résistance du bobinage rotorique ramenée au stator et g est le glissement de la machine défini par :

$$g = \frac{N_s - N}{N_s} \text{ avec } N_s = \frac{60f}{p}$$

N_s est la vitesse de synchronisme en $\text{tr}\cdot\text{min}^{-1}$, f la fréquence du réseau en Hz, p le nombre de paires de pôles de la machine, et N la fréquence de rotation en $\text{tr}\cdot\text{min}^{-1}$.

Dans ce modèle, la puissance dissipée dans la résistance $\frac{R_m}{g}$ représente un tiers de la puissance transmise au rotor de la machine P_T en fonctionnement normal.

Question 2 : la figure 6, à gauche, représente le schéma équivalent du moteur couplé en triangle, couplage nominal de la machine sur un réseau 400 V entre phases. Montrer que l'on peut se ramener à un schéma équivalent étoile, tel que figure 6 à droite. Déterminer l'expression de l'impédance complexe \underline{Z}_{MPND} .

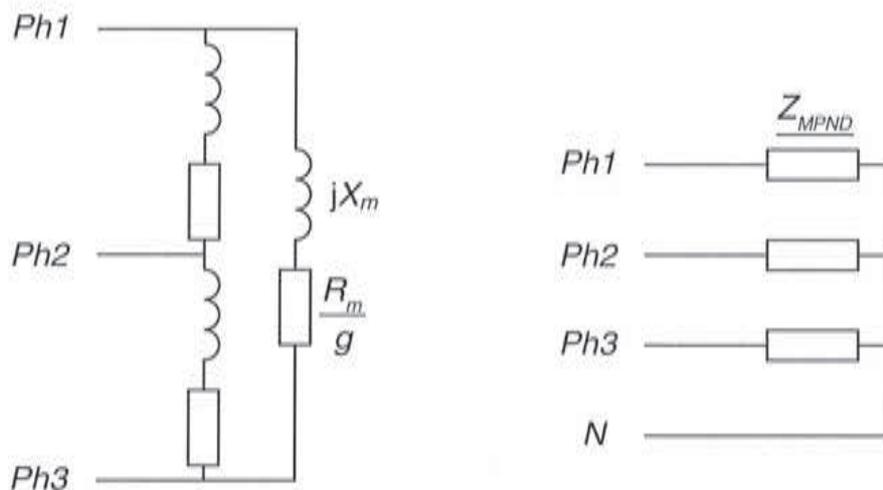


figure 6 Modèle du moteur couplé en triangle et schéma équivalent étoile

Le groupe électrogène alimente le moteur asynchrone à travers un câble de liaison. Le schéma équivalent monophasé ci-dessous (voir figure 7) représente une phase du dispositif par rapport au neutre. Le groupe électrogène est modélisé par sa force électromotrice E , sa réactance synchrone X_s et sa résistance statorique R_s , le câble de liaison par sa réactance³ X_c et sa résistance R_c .

On donne :

$$\begin{array}{llll} X_c = 2,4 \text{ m}\Omega & R_c = 1,1 \text{ m}\Omega & X_m = 600 \text{ m}\Omega & R_m = 54 \text{ m}\Omega \\ X_s = 180 \text{ m}\Omega & R_s = 40 \text{ m}\Omega & & \end{array}$$

³ La réactance en ohm est le produit d'une inductance en henry par la pulsation en radian par seconde.

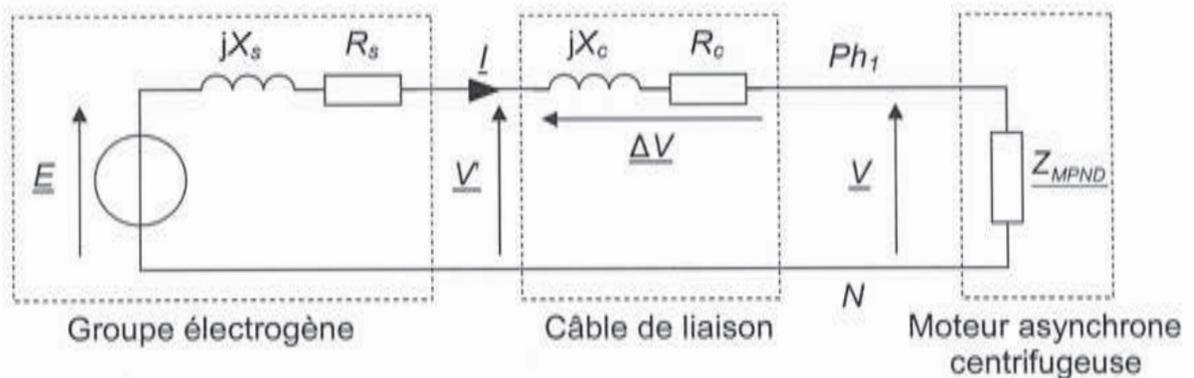


figure 7 Schéma équivalent d'une phase du réseau

Question 3 : en supposant la tension V' constante pendant le démarrage, déterminer l'expression de I en fonction de V' et des éléments du schéma. En posant $\underline{V} = V$, réel, origine des phases, déterminer φ tel que $\underline{I} = I \exp(-j\varphi)$. Faire l'application numérique pour I et φ au moment du démarrage du moteur. Comparer cette valeur à celle du groupe électrogène choisi, conclure sur la validité de ce choix.

Influence de la régulation d'excitation du groupe électrogène

La tension V' en sortie de groupe électrogène est en fait contrôlée par une boucle de régulation qui agit sur le courant d'excitation de l'alternateur. Cette boucle permet de maintenir la tension efficace constante en régime permanent et de limiter l'impact des transitoires de courant lors de la mise sous tension des charges sur le réseau. Une simulation à partir du modèle, représentée sur la figure 8, permet de se rendre compte du comportement du système pendant le démarrage direct du moteur de la centrifugeuse. Les résultats de cette simulation sont donnés figure 9 et figure 10.

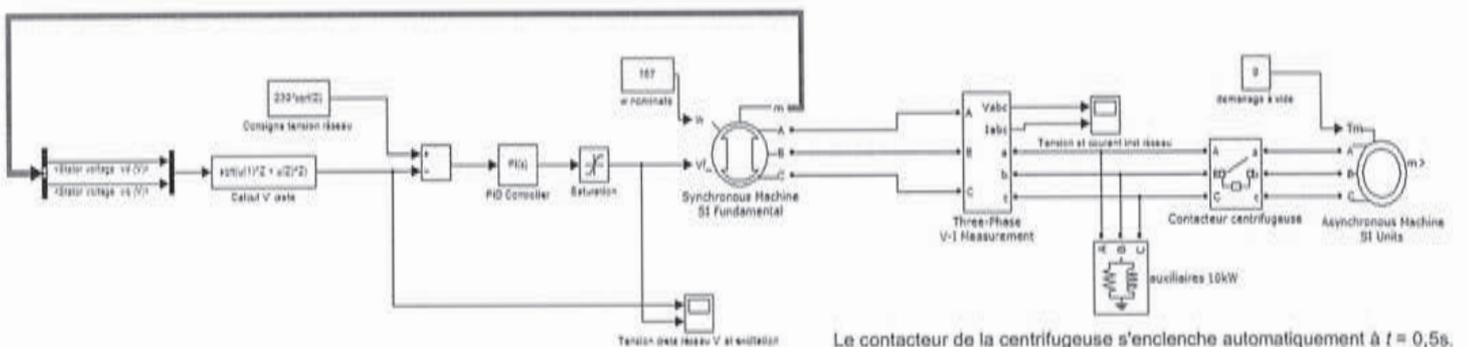


figure 8 Représentation du modèle de l'installation avec régulation de la tension de sortie du groupe électrogène par action sur l'excitation de l'alternateur.

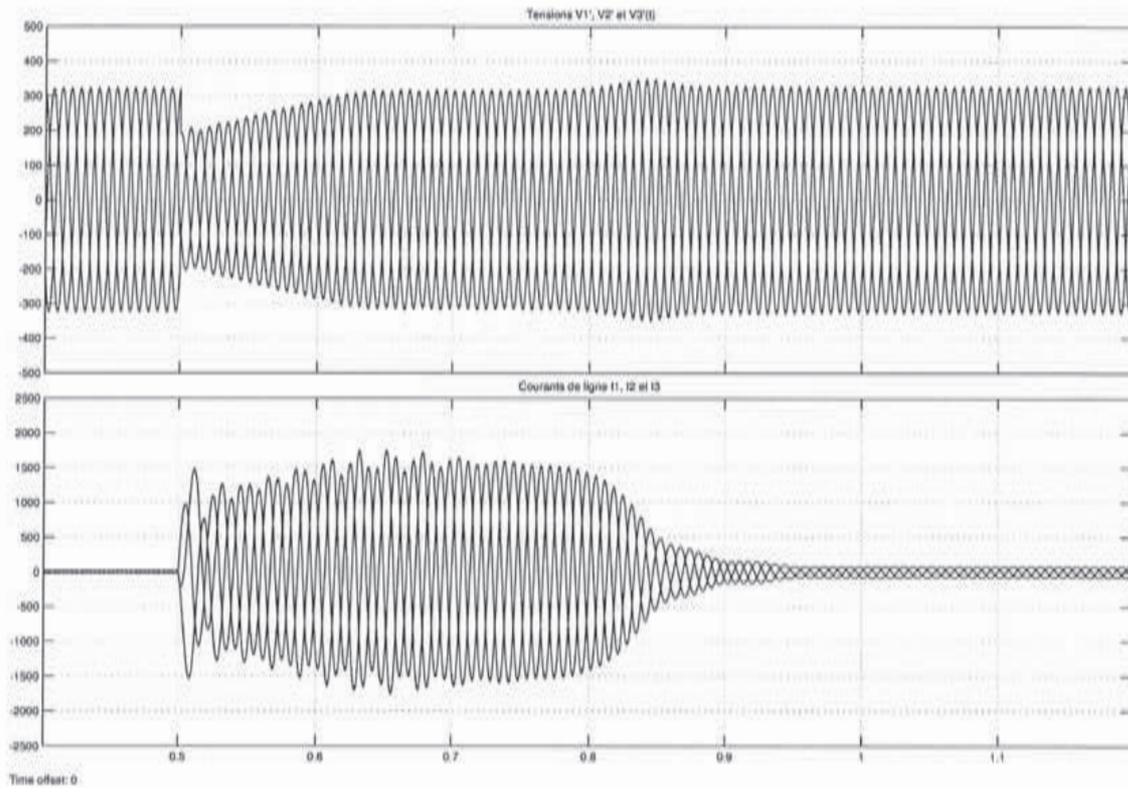


figure 9 Tensions et courants de ligne pendant le démarrage

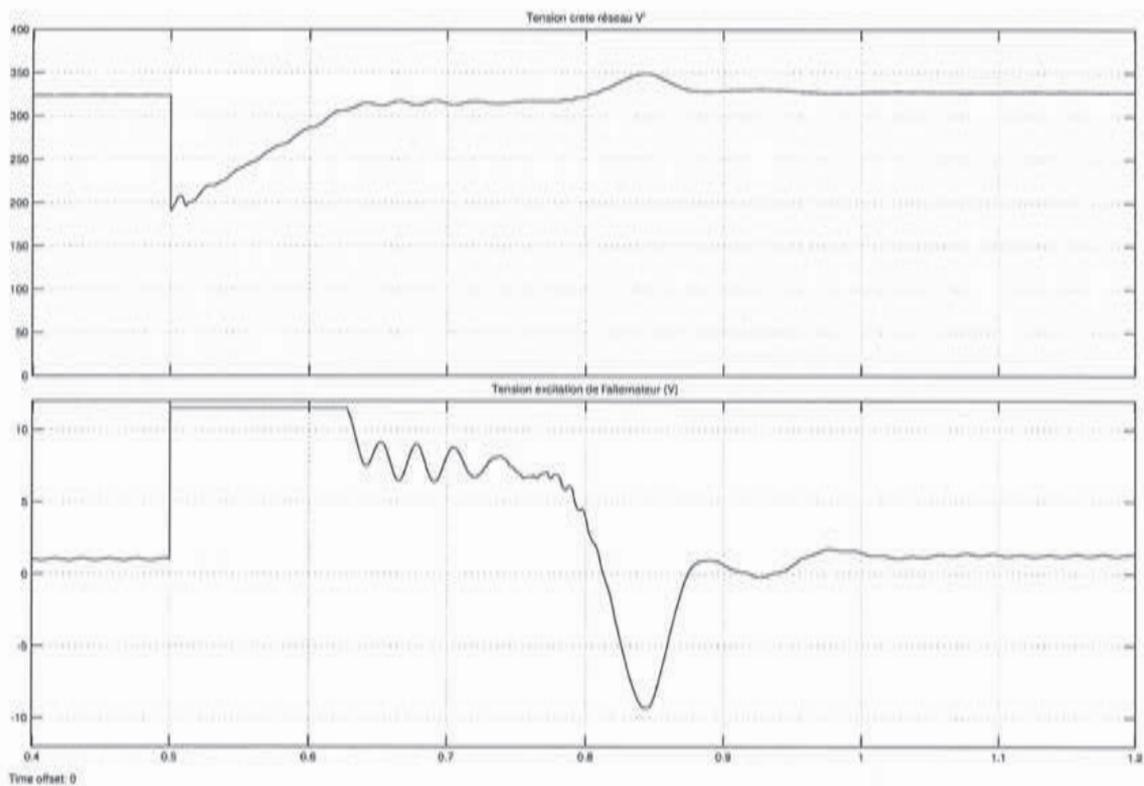


figure 10 Tension d'excitation de l'alternateur

Question 4 : le réseau est supposé à vide avant le démarrage du moteur et la valeur efficace de la fem E de l'alternateur est supposée n'avoir pas encore varié à l'instant $t = 0,5 \text{ s} +$, juste après le démarrage. Donner les expressions littérales et les applications numériques du courant efficace I et de la tension efficace V aux bornes du moteur à l'instant du démarrage. Expliquer les conséquences sur le démarrage du moteur et sur les éventuelles charges déjà connectées avant la mise sous tension de la centrifugeuse (autres machines, éclairages...).

2.1.3. Possibilité d'un démarrage en étoile des moteurs

Une des solutions envisagées pour régler ce problème est de modifier le couplage du moteur pendant les premières secondes du démarrage.

Question 5 : la figure 11, à gauche, représente le schéma équivalent du moteur couplé en étoile. Montrer que ce schéma est équivalent à celui représenté à droite sur la figure 11. Déterminer l'expression de l'impédance complexe Z_{MPNY} .

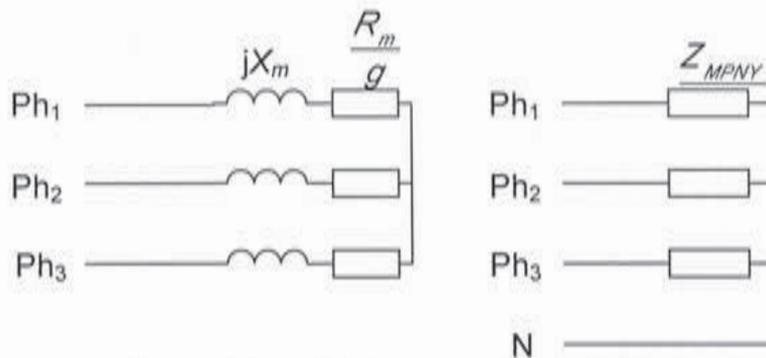


figure 11 Moteur couplé en étoile

Question 6 : en supposant la tension V' constante pendant le démarrage, déterminer la nouvelle expression de I et de φ en fonction de V' et des éléments du schéma. Donner l'application numérique pour I et φ .

Question 7 : compte tenu de la très faible chute de tension de l'installation en régime permanent, on considère que la tension V reste constante jusqu'à la charge nominale du réseau. En se plaçant dans le cas où la totalité des machines sont sous tension pendant le démarrage de la centrifugeuse, calculer le courant total fourni par le groupe électrogène pendant le démarrage. Comparer cette valeur à celle du groupe électrogène choisi, conclure sur la validité de ce choix.

Question 8 : exprimer le couple électromagnétique de la machine au démarrage en fonction de Ω , R_m , X_m , V et de la vitesse de synchronisme Ω_s . On rappelle que

$C_{EM} = \frac{P_T}{\Omega_s}$ où P_T est la puissance transmise au rotor du moteur et Ω_s la vitesse de synchronisme en $\text{rad}\cdot\text{s}^{-1}$.

Question 9 : montrer que ce couple électromagnétique de démarrage est trois fois inférieur à celui obtenu en démarrage direct. Proposer un modèle de comportement du couple résistant imposé par la centrifugeuse au moteur. Conclure sur l'adéquation entre les contraintes imposées par cette stratégie de démarrage et le comportement de la centrifugeuse.

2.1.4. Alimentation des moteurs par variateur de fréquence

La solution utilisant des démarrages étoile-triangle sur l'ensemble des moteurs est actuellement utilisée avec succès par l'entreprise. Toutefois, elle présente le désavantage d'appeler au réseau des courants de démarrage qui restent significatifs même s'ils sont fortement réduits par rapport au démarrage direct. Bien que le process de retraitement des boues ne nécessite pas de moteur à vitesse variable, il semble intéressant d'envisager l'utilisation d'un variateur de vitesse. En plus de régler le problème du courant de démarrage, cette solution présente l'avantage de faciliter l'exportation du système à l'étranger, dans des pays utilisant des réseaux 60 Hz.

Les deux figures ci-dessous représentent les courants de ligne réseau, instantanés et efficaces, lors du démarrage du moteur de la centrifugeuse pour les deux solutions envisagées :

- la figure 12, lorsque le moteur est alimenté par un démarrage étoile triangle ;
- la figure 13 lorsque le moteur est alimenté par un variateur de vitesse permettant un démarrage avec une rampe d'accélération de 7 s.

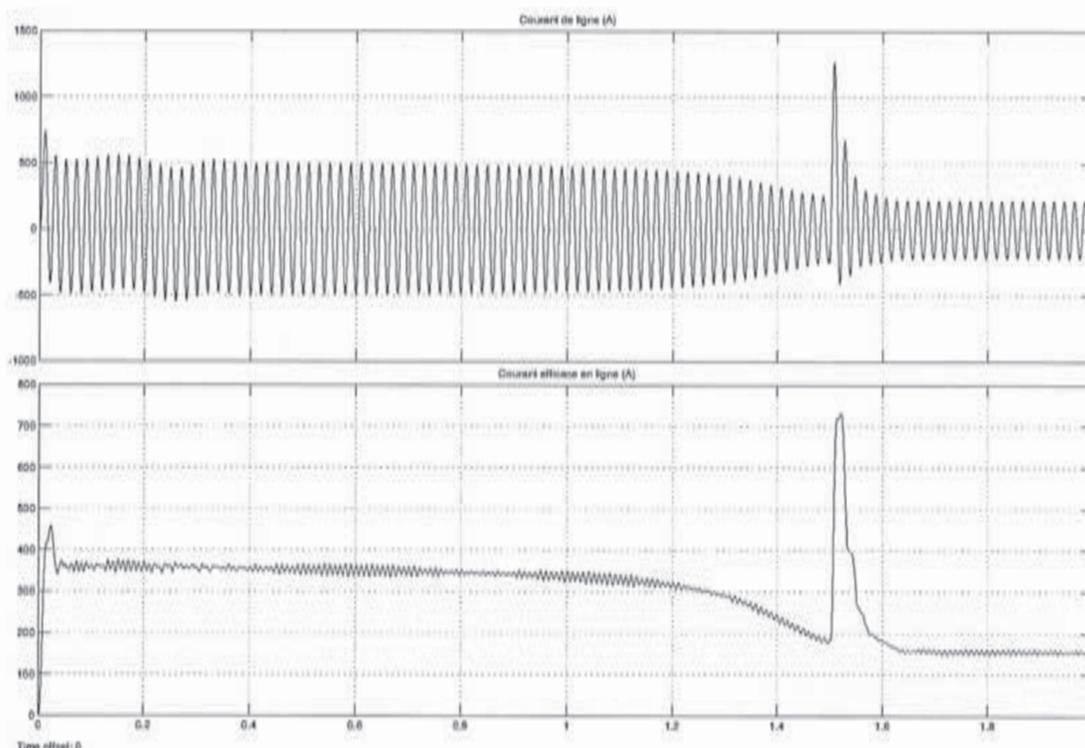


figure 12 Allure des courants de ligne pendant le démarrage étoile triangle de la centrifugeuse

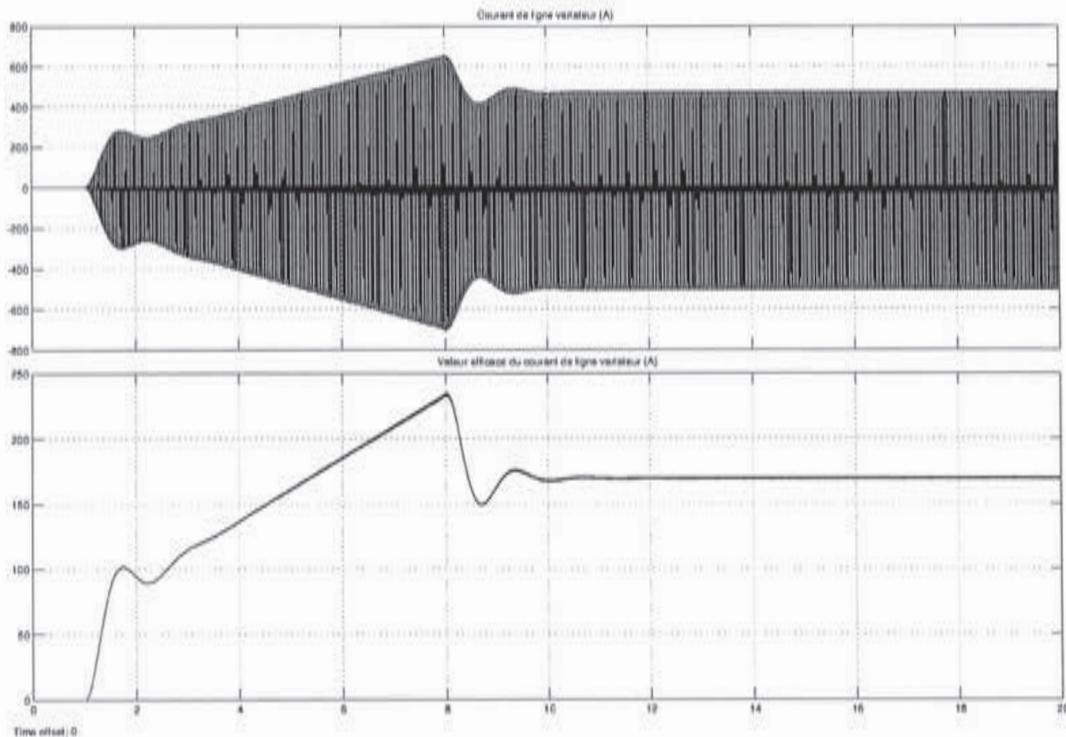


figure 13 Allure du courant de ligne (en amont du variateur) pendant un démarrage par variateur de fréquence de la centrifugeuse

Question 10 : critiquer qualitativement ces deux solutions en termes de contraintes sur le groupe électrogène, durée de démarrage, couple de démarrage et de qualité de l'énergie fournie par le groupe électrogène.

2.2. Amélioration du dispositif de pompage des boues

L'objectif de cette partie est de positionner et de dimensionner les pompes d'évacuation de l'eau de fouille.

Circulation des boues

Le synoptique de circulation des boues est décrit figure 14. Dans cette partie, nous nous intéresserons uniquement au circuit hydraulique de retour de la bentonite retraitée dans la tranchée. Cette opération est assurée par trois pompes électriques. La figure 14 représente schématiquement ce circuit sans rendre compte des altitudes de chaque élément. Les surfaces libres de fluide dans la cuve et dans la tranchée sont soumises à la pression atmosphérique et leur différence d'altitude vaut $H_s = 5$ m.

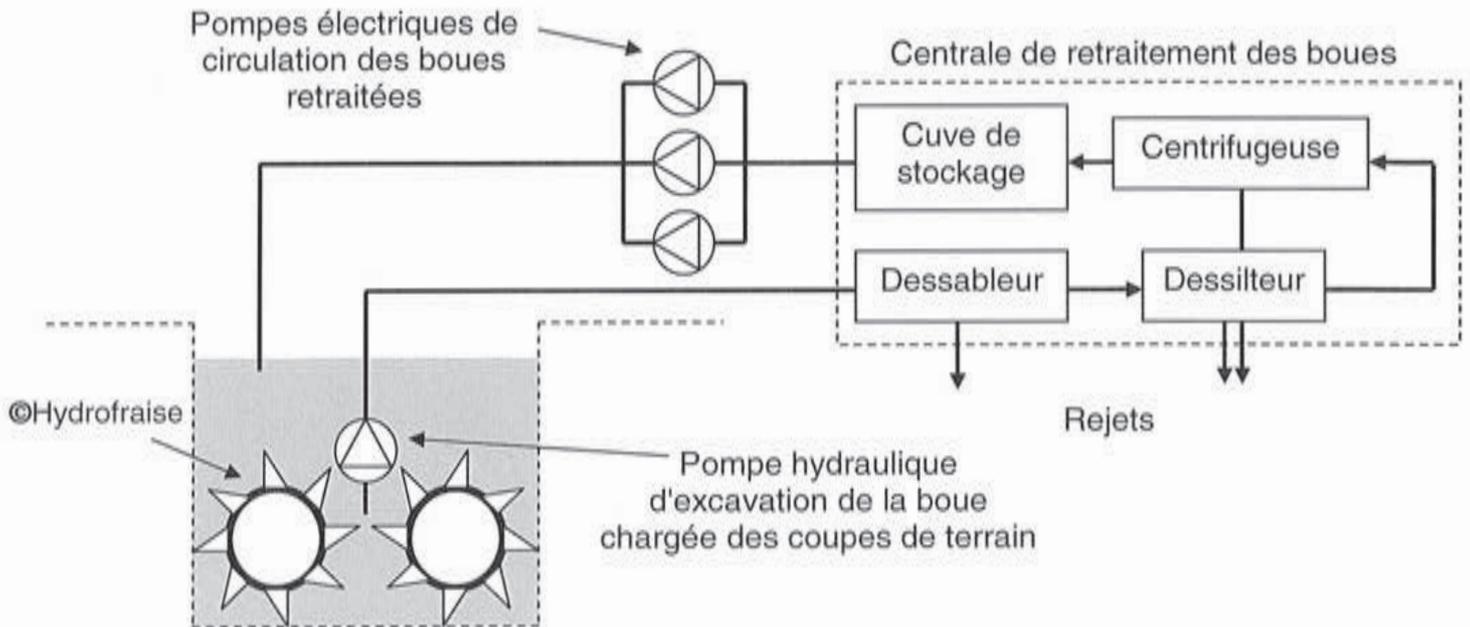


figure 14 Circuit de retour de la bentonite.

Situation actuelle

L'injection de la boue dans la tranchée réalisée par l'©hydrofraise est assurée par trois pompes centrifuges électriques. Les pompes sont pilotables individuellement en démarrage direct. Leur commande est réalisée manuellement par un opérateur qui démarre une, deux ou les trois pompes en fonction du niveau de boue dans la tranchée. Ce fonctionnement n'est pas optimal car lorsqu'un débit intermédiaire à ceux proposés par le système est nécessaire, l'opérateur doit continuellement démarrer ou arrêter une pompe.

Proposition d'amélioration du système

L'entreprise envisage de modifier ce dispositif en remplaçant les trois pompes par une seule, alimentée par un variateur de fréquence. Outre une meilleure souplesse d'utilisation, cette solution offrira aussi l'avantage de permettre une utilisation du système dans certains pays où le réseau de distribution électrique se fait en 60 Hz.

Problèmes liés à la nouvelle solution

On cherchera à montrer que :

- la nouvelle pompe envisagée répond bien aux performances attendues ;
- la plage de variation de fréquence permettant de répondre au débit attendu par l'application est bien compatible avec le fonctionnement du moteur utilisé.

Modélisation d'une pompe centrifuge

Nous utiliserons la caractéristique suivante pour modéliser le fonctionnement d'une pompe centrifuge n .

$$H_{pn} = H_{ohn} + A_n Q_n + B_n Q_n^2$$

où H_p est la hauteur manométrique totale de la pompe, habituellement exprimée en mètre de colonne d'eau (mCE). H_{oh} est la charge d'arrêt hydraulique de la pompe. Q est le débit volumique, habituellement exprimé en $m^3 \cdot h^{-1}$.

Caractéristiques des trois pompes actuelles

Les trois motopompes sont identiques et admettent, lorsqu'elles sont alimentées sous 400 V-50 Hz, les paramètres suivants :

- $H_{cha} = 70$ mCE ;
- $A_a = 0,1$ mCE \cdot m⁻³ \cdot h ;
- $B_a = -1,9 \cdot 10^{-3}$ mCE \cdot m⁻⁶ \cdot h².

Caractéristique du circuit de charge des pompes

Le circuit hydraulique considéré s'étend de la cuve de stockage de la bentonite jusqu'à la tranchée de l'hydrofraise, il sera modélisé par l'expression ci-dessous.

$$H_c = H_s + MQ^2$$

où H_s est la hauteur statique du réseau, exprimée en mètre de colonne d'eau et M est le module de résistance du pipeline.

- $H_s = 5$ mCE ;
- $M = 2 \cdot 10^{-4}$ mCE \cdot m⁻⁶ \cdot h².

Caractéristiques de la nouvelle pompe envisagée

La nouvelle motopompe alimentée sous 400 V-50 Hz, a les paramètres suivants :

- $H_{cha} = 80$ mCE ;
- $A_a = 0,02$ mCE \cdot m⁻³ \cdot h ;
- $B_a = -2,2 \cdot 10^{-4}$ mCE \cdot m⁻⁶ \cdot h².

La pompe est entraînée par un moteur asynchrone auto-ventilé. Ce type de moteur ne doit pas être utilisé au-dessous de la moitié de sa fréquence nominale pour permettre un refroidissement correct. On admet, au glissement près, que le moteur alimenté à fréquence variable entraîne la pompe à la vitesse angulaire :

$$\Omega = \frac{2\pi f}{p}$$

où Ω est en rad \cdot s⁻¹, f la fréquence d'alimentation du moteur en Hz, et p le nombre de paires de pôles de la machine.

Rappel : loi de similitude - coefficients de Rateau

Les coefficients de Rateau sont des nombres sans dimension qui caractérisent une machine hydraulique. Ils se construisent à partir des caractéristiques géométriques et mécaniques de la machine. Pour une géométrie de pompe donnée, ces coefficients restent constants quel que soit le rayon de la roue, la pression, le débit, la nature du fluide ou la vitesse de rotation. Ils permettent de déterminer les nouvelles caractéristiques d'une pompe lorsqu'on en modifie un de ses paramètres.

Coefficient de débit

$$\delta = \frac{Q}{\omega R^3}$$

Coefficient manométrique

$$\mu = \frac{gH}{\omega^2 R^2}$$

Coefficient de puissance

$$\tau = \frac{gP_u}{\rho\omega^3 R^5}$$

où :

- R , rayon de la roue (m) ;
- g , accélération de la pesanteur ($\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$) ;
- ρ , masse volumique du fluide ($\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$) ;
- P_u , puissance utile (W) ;
- ω , vitesse de rotation de la roue ($\text{rad}\cdot\text{s}^{-1}$) ;
- H , hauteur manométrique (Pa) ;
- Q , débit ($\text{m}^3\cdot\text{s}^{-1}$).

Question 11 : exprimer en fonction de H_{oh} , A , B , H_s , et M , les trois points de fonctionnement (H, Q) possibles du système correspondant à une, deux ou trois pompes utilisées simultanément. Faire les applications numériques correspondant à ces trois cas d'utilisation.

Question 12 : montrer que la nouvelle pompe peut assurer la même plage de fonctionnement que la solution actuelle (débit variable de 200 à 450 $\text{m}^3\cdot\text{h}^{-1}$) et déterminer littéralement les deux fréquences d'alimentation extrêmes de la machine permettant d'obtenir ces performances. Conclure sur la validité de cette solution.

3. Rabattement de la nappe

Les objectifs de cette partie sont de proposer une modélisation multiphysique du circuit d'exhaure pour constituer une bibliothèque de modèles.

Le pompage dans une nappe entraîne un abaissement de sa surface libre et une modification du champ d'écoulement : cette technique s'appelle un *rabattement de nappe*.

Pour ce faire, on réalise des forages équipés par lesquels l'eau est extraite. Dans le cas du chantier, le forage équipé utilisé est de type « puits filtrant ». Un puits filtrant nécessite l'exécution d'un forage, la mise en place dans celui-ci d'une crépine prolongée par un tube plein, et la constitution d'un massif filtrant autour de la crépine.

Les niveaux d'eau retenus pour le dimensionnement du projet sont extrapolés des études menées par le CEBTP (centre expérimental de recherches et d'études du bâtiment et des travaux publics) et sont fournis sur la figure 15. Les cotes sont données dans le repère NGF.

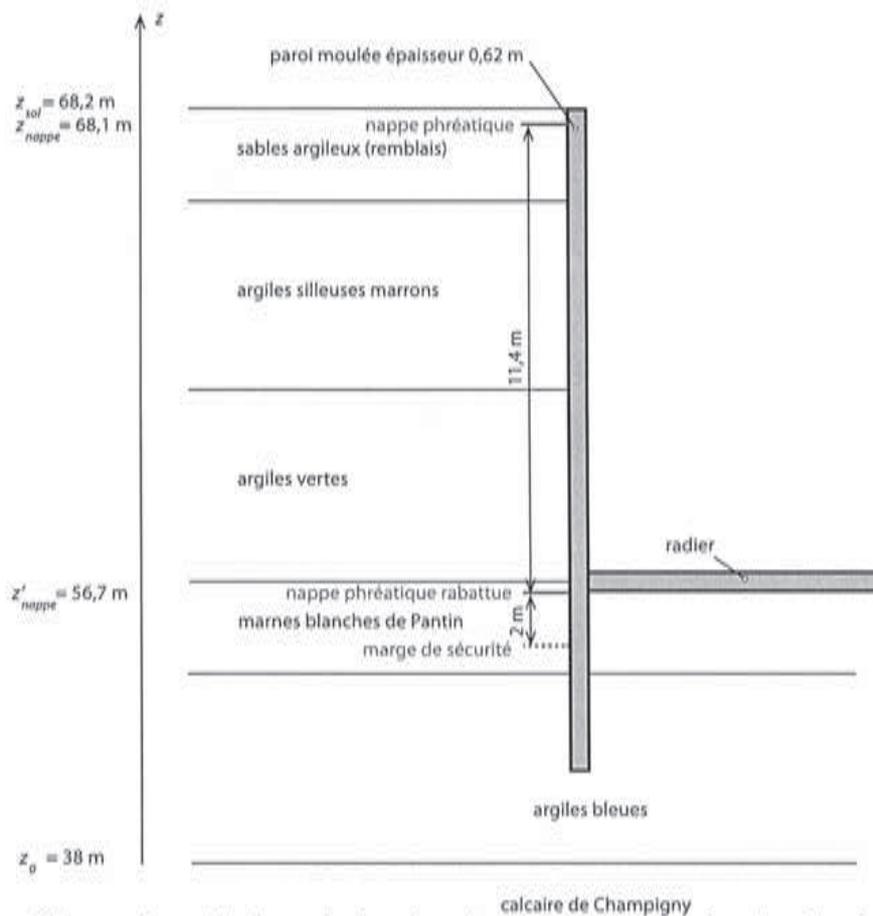


figure 15 Constitution de la structure géologique du site du chantier

3.1. Détermination du débit de pompage

Nous allons, dans un premier temps, calculer le débit de pompage par un puits isolé.

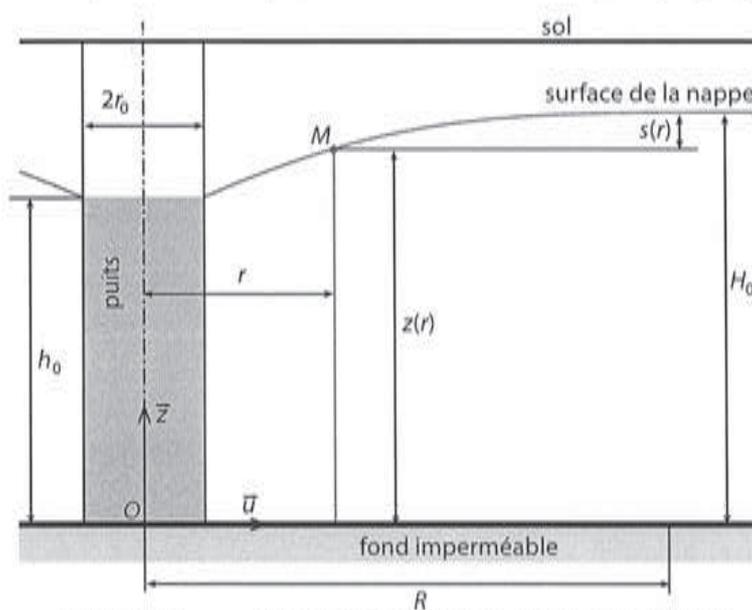


figure 16 Modélisation d'un puits d'exhaure

Nous nous plaçons dans le cadre simplifié d'un sol homogène et isotrope. Nous supposons que la vitesse du fluide dans la nappe aquifère suit la loi phénoménologique de Darcy

$$\vec{v}(M/R) = -k \overline{\text{grad } z}$$

en tout point M de la surface de la nappe d'altitude z . Le facteur k se nomme coefficient de perméabilité du sol et s'exprime en $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$. Le calcul est mené dans le cas d'une nappe libre⁴.

Le problème étant à symétrie de révolution, et comme nous supposons que la pente d'une ligne de courant est faible (hypothèse de Dupuit), la loi de Darcy s'écrit

$$\vec{v}(M/R) = -k \frac{dz}{dr} \vec{u}$$

On note :

- H_0 , hauteur de la nappe ;
- h_0 , hauteur rabattue ;
- r_0 , rayon du puits ;
- R , rayon d'action du puits, qui est la distance à partir de laquelle on peut considérer le rabattement dû au pompage de débit q comme nul ;
- k , perméabilité du terrain en $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$.

La hauteur H_0 de la nappe sera prise égale à sa cote NGF. Le facteur de perméabilité pour le sol étudié, supposé homogène et isotrope, est pris égal à $10^{-6} \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$.

Question 13 : exprimer le débit d'eau q qui pénètre dans un cylindre d'aire latérale S de rayon r et de hauteur z dans l'hypothèse d'un fluide incompressible, en régime permanent. La vitesse des particules fluides pénétrant dans le cylindre est supposée radiale et constante sur toute la hauteur.

Question 14 : en intégrant l'équation précédente entre r_0 et R d'une part et entre h_0 et H_0 d'autre part, montrer alors que le débit de pompage du puits s'exprime sous la forme

$$q = \pi k \frac{H_0^2 - h_0^2}{\ln \frac{R}{r_0}}$$

et que, si l'on note $s(r) = H_0 - z(r)$ et que le calcul se limite à une zone telle que $H_0 \gg s(r)$ (hypothèse réaliste dans notre étude), alors le rabattement de la nappe à

la distance r de l'axe du puits est donné par $s(r) \approx \frac{q}{2\pi k H_0} \ln \frac{R}{r}$.

⁴ Nappe dont la partie supérieure n'est pas limitée par une couche imperméable.

Les forages sont effectués juste après le décapage de la terre végétale, car la nappe phréatique est juste en-dessous, donc avant la première phase de terrassement réelle. Le niveau rabattu de la nappe à l'intérieur de la fouille doit se situer juste en dessous de l'arase inférieure du radier, soit au niveau 56,70 NGF. Dans le cas de l'ouvrage réalisé, huit puits ont été forés dans la fouille conformément à la figure 17. En effet, en général, les forages sont effectués à l'extérieur de la fouille, mais des contraintes d'environnement n'ont pas permis de le réaliser pour ce chantier. Le rectangle de longueur $L = 110$ m et de largeur $l = 30$ m représente les dimensions de la fouille. Les cercles modélisent les huit puits de diamètre $d_0 = 2r_0 = 0,3$ m situés à la distance $u = 6$ m de la paroi moulée (voir figure 17).

Parmi les huit puits, seuls quatre sont utilisés de manière continue pour réduire puis entretenir le niveau de nappe souhaité. Les quatre autres servent de secours. Le tableau 1 et la figure 17 présentent la géométrie du pompage de la fouille.

Puits	P ₁	P ₂	P ₃	P ₄	P ₅	P ₆	P ₇	P ₈
(x,y)	(-33,9)	(-11,9)	(11,9)	(33,9)	(33,-9)	(11,-9)	(-11,-9)	(-33,-9)

tableau 1 Coordonnées en mètre des axes des puits dans le plan de la fouille

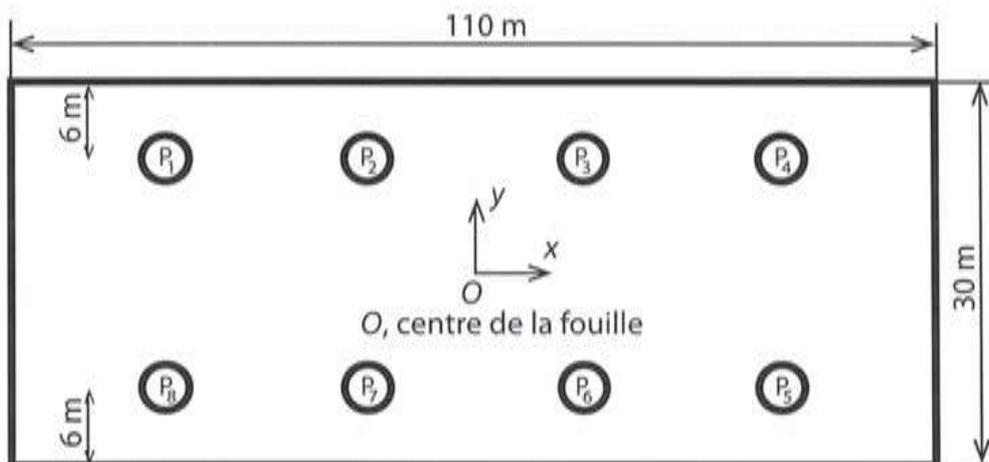


figure 17 Caractéristiques de la fouille

Le niveau supérieur de la nappe phréatique est à la cote de 68,10 m NGF. Le niveau rabattu de la nappe à l'intérieur de la fouille doit se situer juste en dessous de l'arase inférieure du radier, soit au niveau 56,70 m NGF. Une marge de sécurité de 2 m est prise en compte en phase de projet.

Le problème possède des symétries par rapport aux plans (O, \vec{z}, \vec{x}) et (O, \vec{z}, \vec{y}) . On notera M_j les points de la fouille où le rabattement sera le plus faible et P_i , $i \in \{1, 2, 3, 4\}$, le point d'intersection de l'axe du puits P_i avec le plan (O, \vec{x}, \vec{y}) . Les pompes sont supposées identiques.

Question 15 : déterminer numériquement les coordonnées (x_j, y_j) des points M_j , dans le plan supérieur de la fouille, où le rabattement sera le plus faible.

On notera par la suite r_j , la distance de ces points par rapport à l'axe des puits P_i considérés.

Les pompes choisies pour rabattre la nappe sont les pompes P_1, P_4, P_5, P_8 . Le rayon d'action d'un puits R a été estimé à environ 200 m. On posera donc pour la suite, $R = 200$ m.

Question 16 : justifier le choix de ces quatre pompes P_1, P_4, P_5, P_8 plutôt que celui des quatre autres, c'est-à-dire P_2, P_3, P_6, P_7 .

Question 17 : le débit des quatre pompes étant identique par symétrie, calculer le débit de pompage (en $\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$) d'une des pompes pour obtenir le rabattement souhaité.

Ce résultat est un intermédiaire de calcul pour le choix du type de pompe. C'est l'objet de la sous-partie suivante.

3.2. Choix des pompes d'exhaure

Les pompes utilisées pour le rabattement de la nappe sont des pompes centrifuges multicellulaires.

Question 18 : expliquer en 10 lignes au maximum le principe de fonctionnement d'une pompe centrifuge (un schéma peut être proposé pour aider à la compréhension). Donner le nom d'une autre famille de pompes et son principe de fonctionnement (là encore, un schéma peut être proposé pour aider à la compréhension). Préciser les variables effort ou potentielle et flux (dont le produit est une puissance) en entrée et en sortie d'une modélisation d'une pompe.

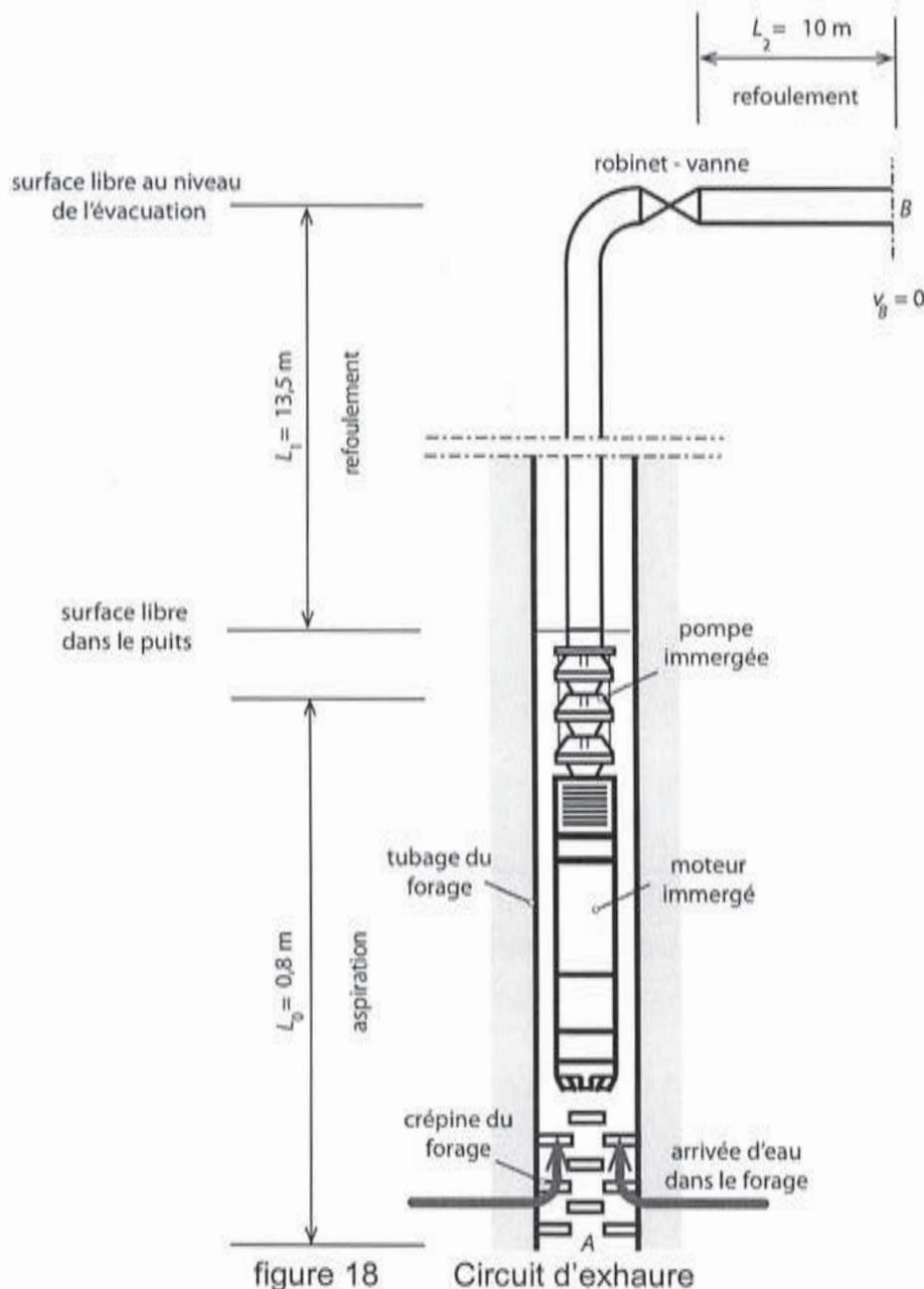
Pour déterminer les pompes, il faut calculer la charge minimale à déplacer du fond du forage vers l'extérieur de celui-ci. Le puits est constitué des éléments suivants :

- crépine du forage ;
- tube d'aspiration de la pompe (engendrant une restriction de section) de diamètre équivalent 60 mm ;
- pompe immergée ;
- tube de refoulement de diamètre 30 mm ;
- robinet-vanne ;
- tuyau de dégagement de diamètre 30 mm.

Question 19 : en utilisant les éléments fournis dans le document technique DT1 Document technique DT1, calculer les pertes de charges totales du circuit d'exhaure. Le débit de fluide de **chacune** des quatre pompes sera pris égal à $q = 4 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$.

Question 20 : déterminer la hauteur manométrique totale⁵ nécessaire à fournir par la pompe pour déplacer l'eau du puits vers l'extérieur (figure 18).

Question 21 : déterminer la puissance hydraulique à fournir par la pompe. En déduire la puissance du moteur électrique si le rendement de la pompe est de 0,85.



⁵ HMT : hauteur manométrique totale, grandeur d'effort (pression, exprimée en mètre de colonne d'eau mCE) caractéristique d'une pompe pour déplacer un liquide d'un point A à un point B.

On souhaite réaliser une simulation du circuit d'exhaure de l'eau de la nappe. Elle sera conduite à partir d'un modèle multiphysique à paramètres localisés (décrit par des équations différentielles). Les éléments seront présentés par des « boîtes » reliées par des lignes « transportant » la puissance échangée entre ces éléments. L'exemple ci-dessous précise ce qui est attendu. Les paramètres et variables caractéristiques des éléments seront précisés dans un tableau.

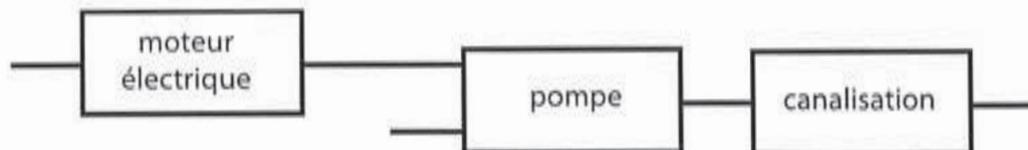


figure 19 Exemple de modélisation multiphysique

Question 22 : tracer un modèle multiphysique du circuit d'exhaure de la figure 18.

Question 23 : indiquer dans un tableau, comme précisé ci-dessous (tableau 2), les caractéristiques de chaque élément du modèle multiphysique proposé à la question précédente. Donner les grandeurs thermiques analogues pour toutes les grandeurs hydrauliques transitant entre les blocs.

Élément	Type	Paramètres	Variables domaine 1	Variables domaine 2
moteur	Convertisseur	Gain, constante de temps	Tension, intensité	Couple, vitesse angulaire
vanne	Résistance hydraulique
...	...			

tableau 2

Question 24 : proposer un argumentaire pour le choix de la pompe en location utilisée (voir document technique DT1) pour le rabattement de la nappe de la fouille du chantier réalisé. On prendra, pour ce choix, un facteur de sécurité de 2 à la fois sur la hauteur manométrique totale et le débit de la pompe.

4. Stabilité d'une paroi moulée avec excavation

L'objectif de cette partie est de valider la stabilité de la paroi moulée lors de l'excavation en phase de travaux. Le rabattement de nappe a été préalablement réalisé, ce qui signifie qu'il n'y a plus d'effet de la pression de l'eau sur les ouvrages étudiés dans cette partie.

4.1. Étude de la paroi moulée, simplement encastree

Le problème est réduit à une étude en deux dimensions dans laquelle la paroi moulée est modélisée par une poutre de longueur $L = 10$ m, de section 0,62 m par 1 m, encastree en pied. On choisit 1 m appelé souvent « mètre linéaire » pour décrire

la dimension « hors plan » de la paroi ; les résultats obtenus seront donc valables pour 1 mètre de paroi moulée dans la direction hors plan.

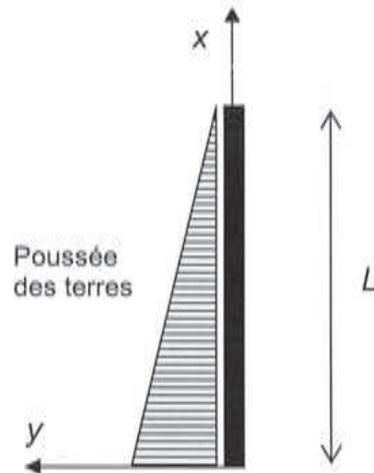


figure 20 Représentation de la paroi moulée dans le repère d'étude

Les effets de la poussée des terres sur la paroi moulée sont modélisés par une charge répartie linéaire $p(x)$ telle que :

$$\vec{p}(x) = -\frac{\rho(L-x)}{L} \vec{y}$$

Question 25 : déterminer l'expression du moment fléchissant dans la poutre.

Question 26 : déterminer l'expression de la déformée de la poutre ; en déduire l'expression de la flèche maximale. On notera E , le module d'élasticité du matériau et I , le moment quadratique adéquat pour ce calcul. Réaliser l'application numérique pour la flèche maximale. On donne : $p = 66,6$ kPa et $E = 30\,000$ MPa.

Question 27 : calculer le moment fléchissant maximal dans la poutre. Calculer la contrainte maximale de traction dans la paroi. Que peut-on en conclure pour la paroi ?

4.2. Analyse de la paroi moulée butonnée – 1^{er} modèle

Afin de limiter les déplacements et les contraintes pour la paroi moulée en phase travaux, des éléments stabilisateurs, appelés butons sont mis en place au cours l'excavation (figure 21). Ces éléments seront supprimés au fur et à mesure de la réalisation des planchers des différents niveaux qui viendront rigidifier l'ensemble et assurer la stabilité par la suite.

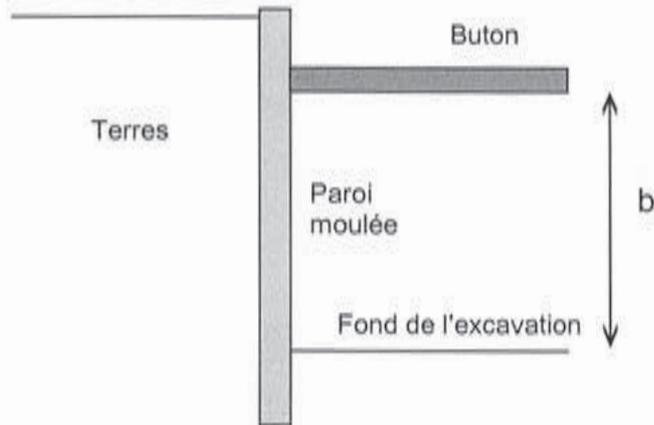


figure 21 Schéma de la paroi moulée avec buton

Le modèle réalisé en première approximation consiste à supposer qu'une série de butons placée à la distance b de l'encastrement bloque complètement le déplacement de la poutre en ce point. Le modèle mécanique de la paroi devient celui de la figure 22.

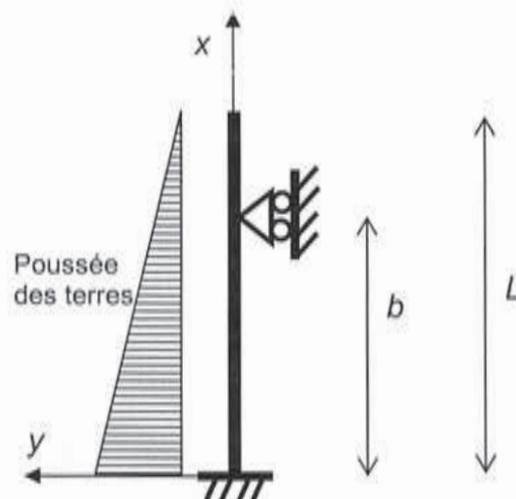


figure 22 Modèle mécanique de la paroi moulée avec buton

Question 28 : on traduit l'effet du buton sur la poutre par l'application d'une force horizontale F , et par une condition en déplacement en $x = b$. Donner l'expression du moment fléchissant dans la paroi en fonction de F, L, b, p, x .

Question 29 : calculer l'expression de la déformée en fonction de F, L, b, p, x et de constantes.

Question 30 : à l'aide des conditions aux limites (les indiquer clairement), déterminer les constantes de l'expression de la déformée sur la partie inférieure ($0 < x < b$) de la poutre, et déterminer l'expression de F . Effectuer l'application numérique pour F ($b = 7$ m).

Question 31 : déterminer l'expression littérale du moment fléchissant dans la poutre.

Question 32 : le tracé des moments fléchissants issus des études 4.1 et 4.2 est proposé figure 23 :

- indiquer quelle courbe correspond au cas « simplement encastré » ;
- indiquer quelle courbe correspond au cas « buton parfaitement rigide »

Indiquer la contrainte maximale dans la poutre en présence du buton et conclure sur la tenue de la paroi.

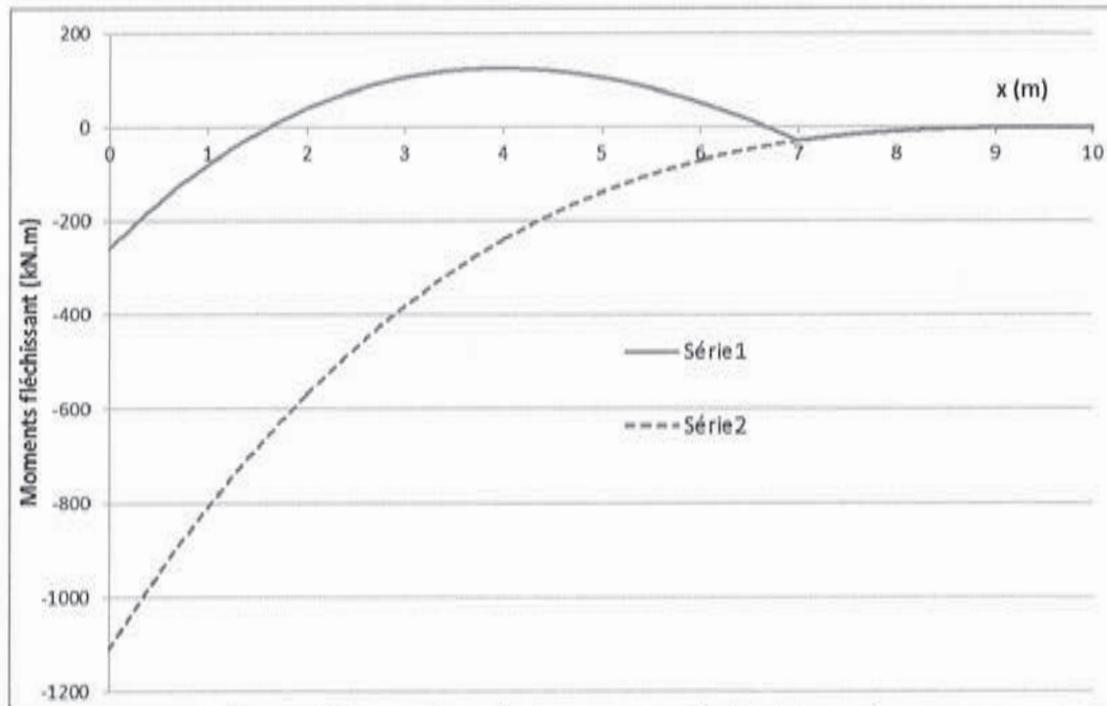


figure 23 Tracé des moments fléchissants

4.3. Analyse de la paroi moulée butonnée – 2^e modèle

Le buton est en réalité une poutre métallique qui est déformable et qui ne peut donc pas totalement empêcher le déplacement de son lieu de contact avec la paroi.

On note ce déplacement $\bar{y}(b) = y(b) \bar{y}$

Le buton étant considéré élastique, la relation entre F et $y(b)$ peut s'écrire : $F = -Ky(b)$ avec $K = 1\,000 \text{ kN} \cdot \text{m}^{-1}$, la raideur des butons choisis.

Question 33 : recopier approximativement sur la copie la courbe figure 23 et compléter avec le tracé du moment fléchissant dans le cadre d'un buton souple.

Question 34 : à l'aide des résultats de la question 30, déterminer F et effectuer l'application numérique.

Question 35 : au regard de l'ensemble de l'étude et des résultats numériques obtenus, commenter les hypothèses proposées et les modèles choisis. Conclure sur la tenue de la paroi.

5. Évacuation de la terre de la fouille (excavation)

Après avoir fait les choix de la pelle et la flotte de camions nécessaire pour l'excavation de la fouille en respectant le planning prévu, les objectifs de cette partie sont :

- dans un premier temps, de déterminer la pente de la rampe permettant au camion d'entrer à vide et de sortir en charge de la fouille en utilisant un modèle de Coulomb du contact sol/roues ;
- dans un second temps, d'analyser un modèle de commande des roues d'un camion en s'appuyant sur une modélisation plus fine du contact sol/roues.



figure 24 Fouille et rampe du chantier

L'évacuation de la terre de la fouille se fait à partir d'engins de chantier. En fonction du planning et des masses de terre à excaver, l'entreprise assurant l'excavation a choisi une flotte de camions de la marque MAN et de type TGS 32.360/400/440 8X4 BB et une pelle hydraulique CATERPILLAR 318 EL présentés ci-dessous :



figure 25 pelle hydraulique
CATERPILLAR 318 EL



figure 26 benne ronde VINCENT de masse
3,4 tonnes

5.1. Évaluation de la pente maximale de la rampe en fonction des caractéristiques géométriques du camion et du sol

L'objectif de cette partie est de déterminer la pente maximale de la rampe pour que les camions choisis précédemment puissent sortir en charge de la fouille.

L'évacuation de la terre se fait à partir de camions MAN TGS 32.360/400/440 8X4 BB (choisis précédemment) qui sont amenés à véhiculer des charges lourdes sur des pentes importantes et des sols mal stabilisés. Dans ces conditions, il est fondamental d'étudier les caractéristiques limites d'utilisation avec une commande de la motricité pour que les roues restent en dessous ou à la limite d'adhérence du contact sol/roues.

Le camion MAN TGS 32.360/400/440 8X4 BB en charge est représenté à la figure 27.



figure 27 Camion MAN TGS 32.360/400/440 8X4 BB en charge sur la rampe de la fouille

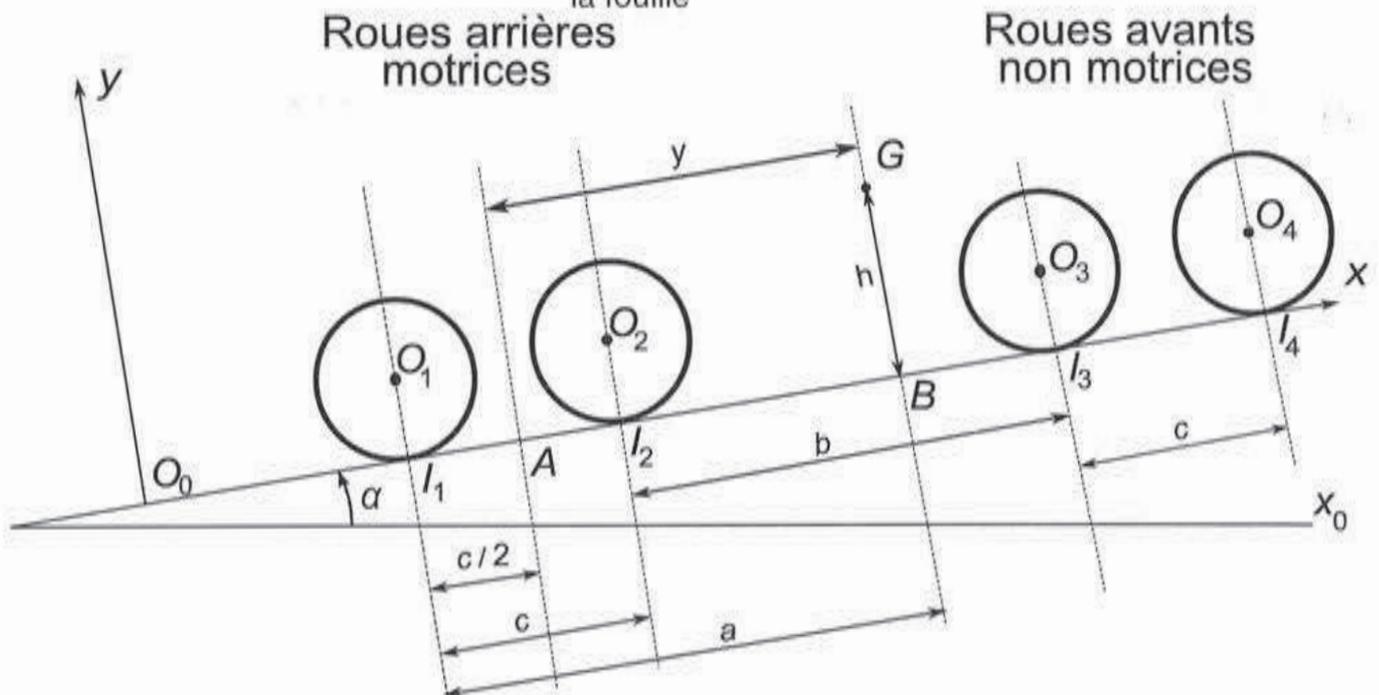


figure 28 Modèle simplifié du camion en charge sur la rampe de la fouille

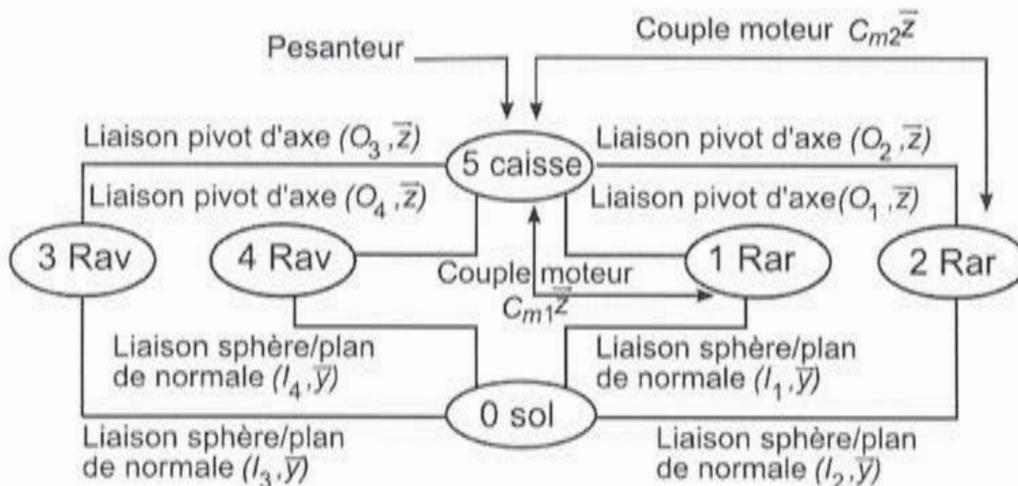
G est le centre d'inertie du camion en charge.

$\vec{l}_1 \vec{G} = a\vec{x} + h\vec{y}$ $h = 1,9 \text{ m}$ et $a = 2,75 \text{ m}$	$\vec{l}_3 \vec{G} = -d\vec{x} + h\vec{y}$	$\vec{l}_1 \vec{l}_2 = c\vec{x}$ $c = 2,505 \text{ m}$
$\vec{l}_3 \vec{l}_4 = c\vec{x}$	$\vec{l}_2 \vec{l}_3 = b\vec{x}$ avec $b = 4,1 \text{ m}$	$a = \frac{c}{2} + y$ et $d = b + c - a$ $y = 1,5 \text{ m}$
angle de la pente de la rampe : $\alpha = (\vec{x}_0, \vec{x})$		R : rayon des roues $R = 0,5 \text{ m}$

tableau 3 géométrie du camion

5.1.1. Modélisation proposée

Le graphe de structure respectant la géométrie proposée de la modélisation du camion montant la rampe est le suivant :



RAV : roues avant ; RAR : roues arrières.

La masse m du camion en charge est de 32 tonnes.

Les hypothèses retenues sont les suivantes :

- une modélisation plane est adoptée ;
- les liaisons L_{01} , L_{02} , L_{03} et L_{04} sont des liaisons avec frottement. Les phénomènes de frottement intervenant aux contacts pneu/sol (le sol est composé d'argiles et de marnes) sont :
 - o l'adhérence, de facteur d'adhérence $f_a = 0,6$;
 - o le roulement, de facteur de résistance au roulement $\delta = 0,17$ en mètre ;

(voir une proposition de modélisation du contact roue/sol sur le document technique DT2).

- le système de commande en couple du pont de répartition sur les roues arrières est asservi tel que le glissement entre ces roues et le sol ne se produise jamais. Il sera considéré que le contact sol/roues motrices est à la limite de l'adhérence pour obtenir l'angle de rampe α maximal ;
- les roues avant non motrices roulent sans glisser sur le sol ;

- les liaisons L₁₅, L₂₅, L₃₅ et L₄₅ peuvent être considérées comme des liaisons sans frottement (parfaites) ;
- la masse et l'inertie des roues sont négligées.

Le modèle dynamique des actions mécaniques du sol sur les roues sera représenté par le torseur ci-dessous :

$$\text{Contact en } I_i : T_{0 \rightarrow i} = \left\{ \vec{F}_{I_i, 0 \rightarrow i}, \vec{M}_{I_i, 0 \rightarrow i} \right\}_{I_i} = \begin{cases} X_i \vec{x} + Y_i \vec{y} \\ N_i \vec{z} \end{cases} \text{ où } i = \{1, 2, 3, 4\}$$

Le modèle du couple moteur appliqué aux roues motrices est : $\vec{C}_{m1} = C_{m1} \vec{z}$ et $\vec{C}_{m2} = C_{m2} \vec{z}$

Coordonnées des centres d'inertie de chaque solide	Vecteur rotation de chaque solide par rapport au repère galiléen lié au sol
$\vec{O}_0 \vec{G} = x(t) \vec{x} + h \vec{y}$	$\vec{\Omega}_{5/0} = 0$
$\vec{O}_0 \vec{O}_1 = (x(t) - a) \vec{x} + R \vec{y}$	$\vec{\Omega}_{1/5} + \vec{\Omega}_{5/0} = \vec{\Omega}_{1/0} = \dot{\theta}_1(t) \vec{z}$
$\vec{O}_0 \vec{O}_2 = (x(t) - a + c) \vec{x} + R \vec{y}$	$\vec{\Omega}_{2/5} + \vec{\Omega}_{5/0} = \vec{\Omega}_{2/0} = \dot{\theta}_2(t) \vec{z}$
$\vec{O}_0 \vec{O}_3 = (x(t) + d) \vec{x} + R \vec{y}$	$\vec{\Omega}_{3/5} + \vec{\Omega}_{5/0} = \vec{\Omega}_{3/0} = \dot{\theta}_3(t) \vec{z}$
$\vec{O}_0 \vec{O}_4 = (x(t) + d + c) \vec{x} + R \vec{y}$	$\vec{\Omega}_{4/5} + \vec{\Omega}_{5/0} = \vec{\Omega}_{4/0} = \dot{\theta}_4(t) \vec{z}$

tableau 4

5.1.2. Analyse du modèle proposé

Pour résoudre le problème, il est nécessaire d'imposer une hypothèse de deux équations supplémentaires

$$Y_1 = Y_2 \text{ et } Y_3 = Y_4$$

Question 36 : justifier la nécessité de réaliser des hypothèses complémentaires sous la forme de deux équations (par un calcul d'hyperstatisme en supposant les liaisons parfaites), et justifier le choix des équations proposées.

Question 37 : suite à l'isolement de SM5 = 1 U 2 U 3 U 4 U 5,

- donner le nombre d'inconnues de liaisons extérieures à SM5 ;
- donner le nombre de mobilités du mécanisme SM5 ;
- donner le nombre d'équations qu'il est possible d'obtenir par le principe de la mécanique et le modèle du contact sol/roues fournis sur le Document technique DT2;
- conclure sur la possibilité de répondre à l'objectif suite à l'isolement de SM5.

Question 38 : en appliquant le principe fondamental de la dynamique (PFD) aux roues 1 et 2, donner les équations utiles permettant de répondre à l'objectif. En appliquant le PFD aux roues 3 et 4, donner les équations utiles permettant de répondre à l'objectif.

Les équations obtenues (PFD, cinématique, lois de Coulomb) pour le déplacement du camion Man sur la rampe en respectant les notations du document sont indiquées ci-dessous :

$$Y_1 = Y_2 \text{ et } Y_3 = Y_4$$

$$N_2 - Cm_2 + RX_2 = 0 \text{ et } N_1 - Cm_1 + RX_1 = 0$$

$$RX_3 = -\delta Y_3 \text{ et } RX_4 = -\delta Y_4$$

$$\dot{x} + R\dot{\theta}_1 = 0 ; \dot{x} + R\dot{\theta}_2 = 0 ; \dot{x} + R\dot{\theta}_3 = 0 \text{ et } \dot{x} + R\dot{\theta}_4 = 0$$

$$\tan \varphi_1 = \frac{X_1}{Y_1} = \tan \varphi_a = f_a \text{ et } \tan \varphi_2 = \frac{X_2}{Y_2} = \tan \varphi_a = f_a$$

$$\tan \varphi_3 = -\frac{X_3}{Y_3} \leq \tan \varphi_a = f_a \text{ et } \tan \varphi_4 = -\frac{X_4}{Y_4} \leq \tan \varphi_a = f_a$$

$$N_1 = \delta Y_1 ; N_2 = \delta Y_2 ; N_3 = \delta Y_3 \text{ et } N_4 = \delta Y_4$$

$$-mg \sin \alpha + X_1 + X_2 + X_3 + X_4 = m\ddot{x}$$

$$-mg \cos \alpha + Y_1 + Y_2 + Y_3 + Y_4 = 0$$

$$N_1 - amg \cos \alpha + hmg \sin \alpha + cY_2 + N_2 + (a+d)Y_3 + N_3 + (a+d+c)Y_4 + N_4 = -hm\ddot{x}$$

Question 39 : préciser le nombre d'équations et lister les inconnues. À l'aide de ces équations est-il possible d'atteindre de déterminer l'angle maximal de la rampe permettant au camion de sortir en charge de la fouille ? Justifier.

Suite à la résolution du système d'équations, les courbes traduisant l'accélération et le couple sont tracées par un simulateur en fonction de l'angle α de la rampe sous les hypothèses précisées précédemment.

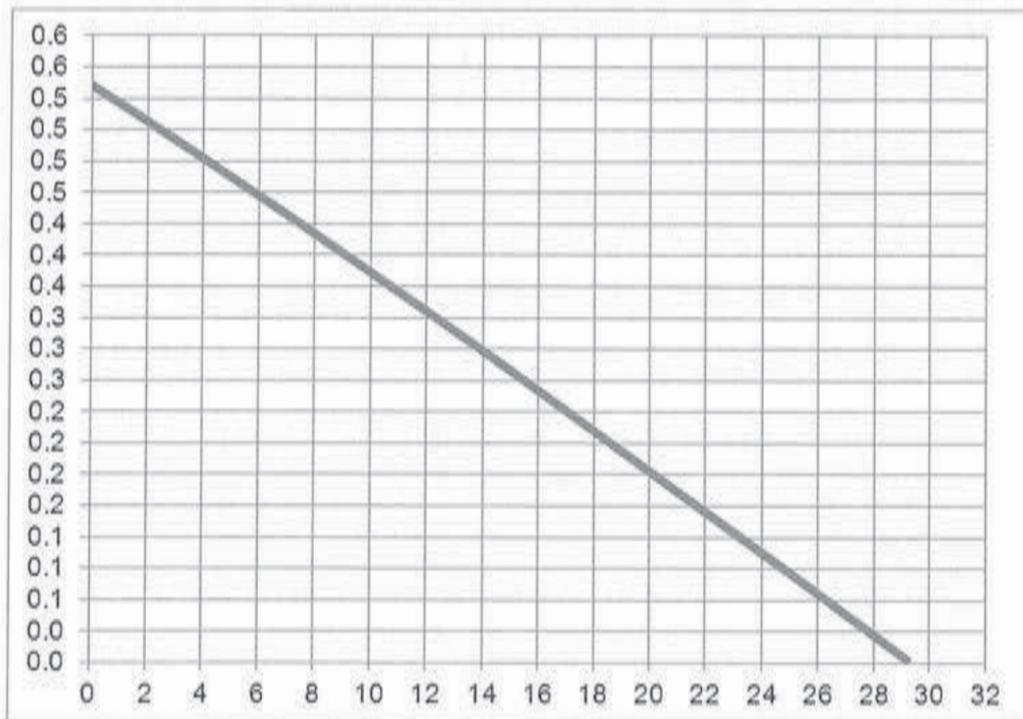


figure 29 Accélération maximale en $m \cdot s^{-2}$ en fonction de la pente de la rampe en degré

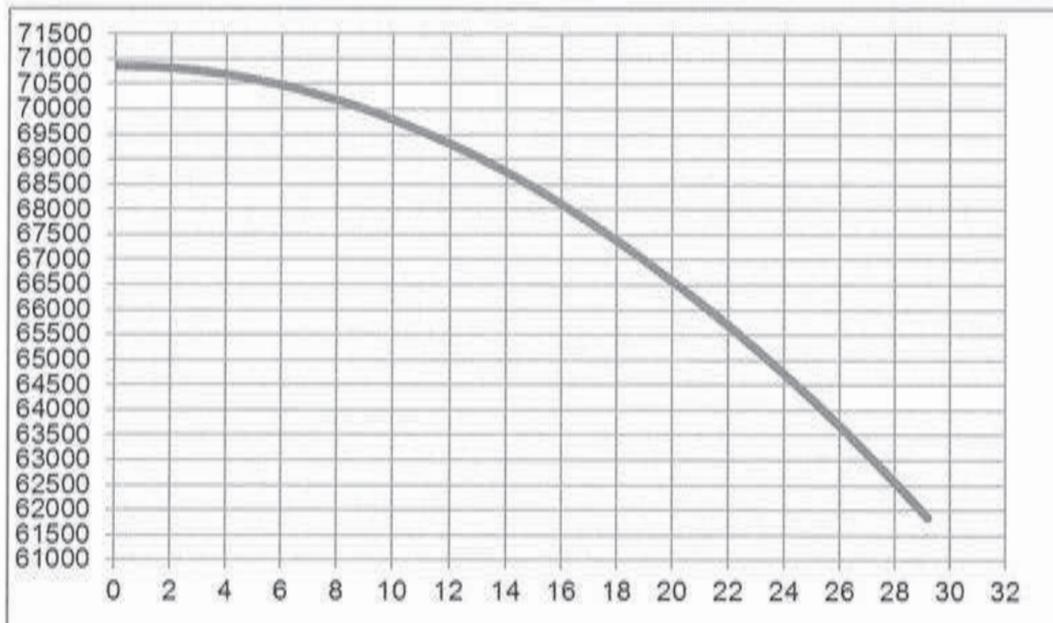


figure 30 C_{m1} : couple maximal sur l'essieu en $N \cdot m$ à la limite du glissement en fonction de la pente de la rampe en degré

Question 40 : expliquer le fait que l'accélération s'annule pour α au voisinage de 30° .

5.2. Évaluation de la pente maximale de la rampe en fonction des caractéristiques motrices du camion

L'objectif est d'évaluer la pente de la rampe que le camion MAN peut monter en s'appuyant sur les caractéristiques motrices du camion Man fournies dans le document technique DT3.

Question 41 : déterminer le couple maximal C_{rMaxi} que le moteur peut fournir aux essieux en vitesse 1^{re} L.

La courbe figure 31 est tracée en utilisant l'équation suivante :

$$\ddot{x} = \frac{81622}{Rm} - g \sin \alpha - \frac{\delta}{R} g \cos \alpha \text{ en } m \cdot s^{-2}$$

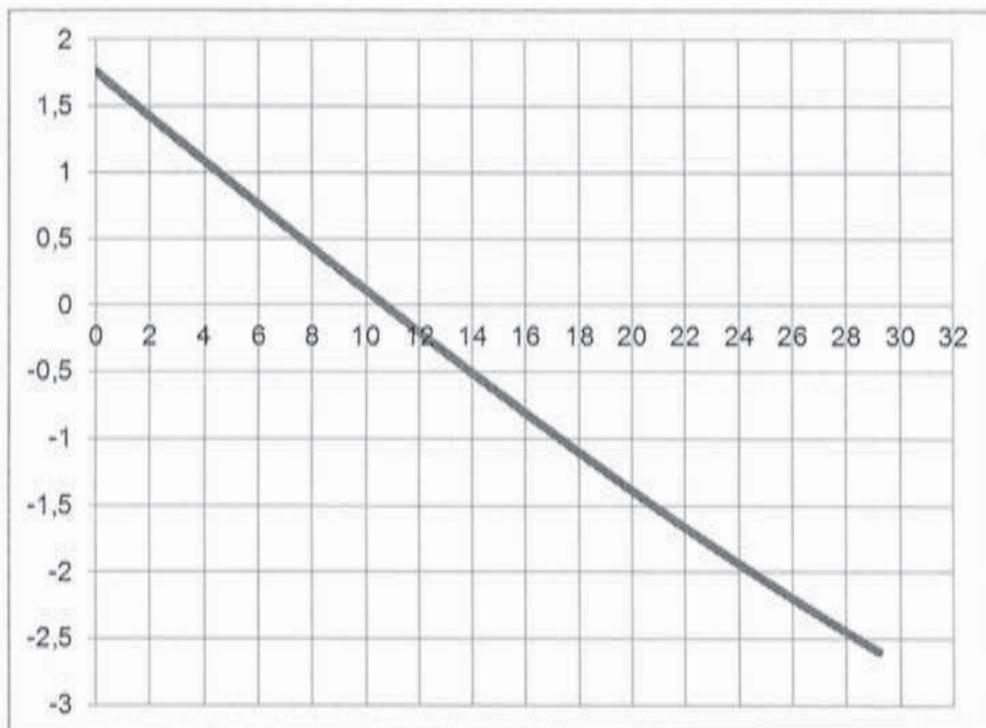


figure 31 Accélération en vitesse 1^{re} L du camion MAN TGS 32.360/400/440 8X4 BB xa $m \cdot s^{-2}$ pour un couple aux essieux maximal $C_m = 1900 \times 50,54 \text{ N} \cdot \text{m}$ en fonction de la pente de la rampe en degré

Question 42 :

- donner l'angle maximal de la pente que le camion pourra monter sans patiner et sans vitesse initiale ;
- la rampe a une pente de 14° sur une distance de 20 m. Avec quelle vitesse initiale le camion doit-il aborder la rampe ?
- préciser la distance de lancement sur un sol horizontal, pour obtenir la vitesse déterminée précédemment.

5.3. Modélisation d'une roue de camion et de sa commande

La figure 32 montre une photographie de l'engin de chantier. En vue d'établir un modèle de commande du camion, un modèle simplifié de l'architecture mécanique est proposé à la figure 33. Dans un souci de simplification, les deux essieux arrière sont modélisés par un unique essieu arrière équivalent, en contact avec le sol en A. De même, les deux essieux avant sont modélisés par un unique essieu avant, en contact avec le sol en B. Seul l'essieu arrière est moteur.

L'action de la pesanteur sur l'engin s'écrit $\vec{P} = M\vec{g}$. Le centre d'inertie G est tel que $\vec{OG} = (a - \frac{c}{2})\vec{x} + h\vec{y}$. Les quatre ponts sont représentés par les deux roues A et B

équivalentes qui sont espacées d'une distance $\vec{AB} = (a + d)\vec{x}$.



figure 32 Engin de chantier

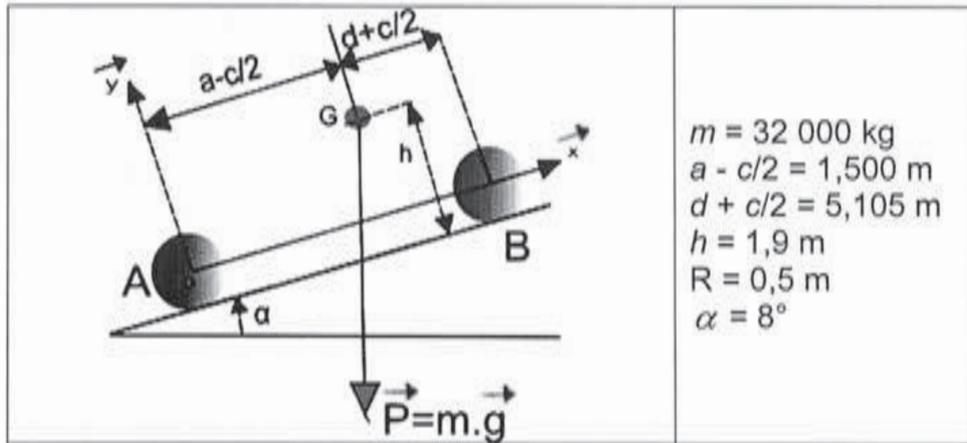


figure 33 Modélisation de l'engin de chantier

5.3.1. Étude de la limite de basculement à l'arrêt

La surface du terrain est supposée plane et inclinée d'un angle α . L'engin de chantier présente une symétrie suivant (O, \vec{x}, \vec{y}) ce qui permet de traiter le problème dans le plan de symétrie.

Le contact entre la roue arrière et le sol en A sera considéré ponctuel avec frottement de Coulomb de facteur $f = 0,5$. La résistance au roulement est négligée dans cette partie.

On nommera \vec{F}_A l'action du sol sur la roue arrière en A et \vec{F}_B l'action du sol sur la roue avant en B.

Question 43 : exprimer l'angle α_{\max} de la pente au-delà duquel l'engin peut basculer et indiquer si l'engin ne dérape pas (ne glisse pas) pour un angle $\alpha = \alpha_{\max}$.

5.3.2. Démarrage en côte de l'engin

La pente réalisée dans le chantier est nettement inférieure aux conditions limites étudiées précédemment $\alpha < \alpha_{\max}$. L'engin soumis à une accélération $\vec{\gamma} = \vec{\gamma}(G/R)$ et en côte est susceptible de basculer, il est nécessaire d'exprimer cette accélération maximale.

On suppose que l'accélération $\vec{\gamma}$ est portée par l'axe (O, \vec{x}) .

Question 44 : exprimer l'accélération $\vec{\gamma}_{\max}$ qui provoque le basculement.

Question 45 : le couple exercé par le moteur sur la roue motrice est une rampe, exprimer la vitesse de déplacement de l'engin, commenter les résultats de la simulation du modèle simplifié qui sont représentés à la figure 34.

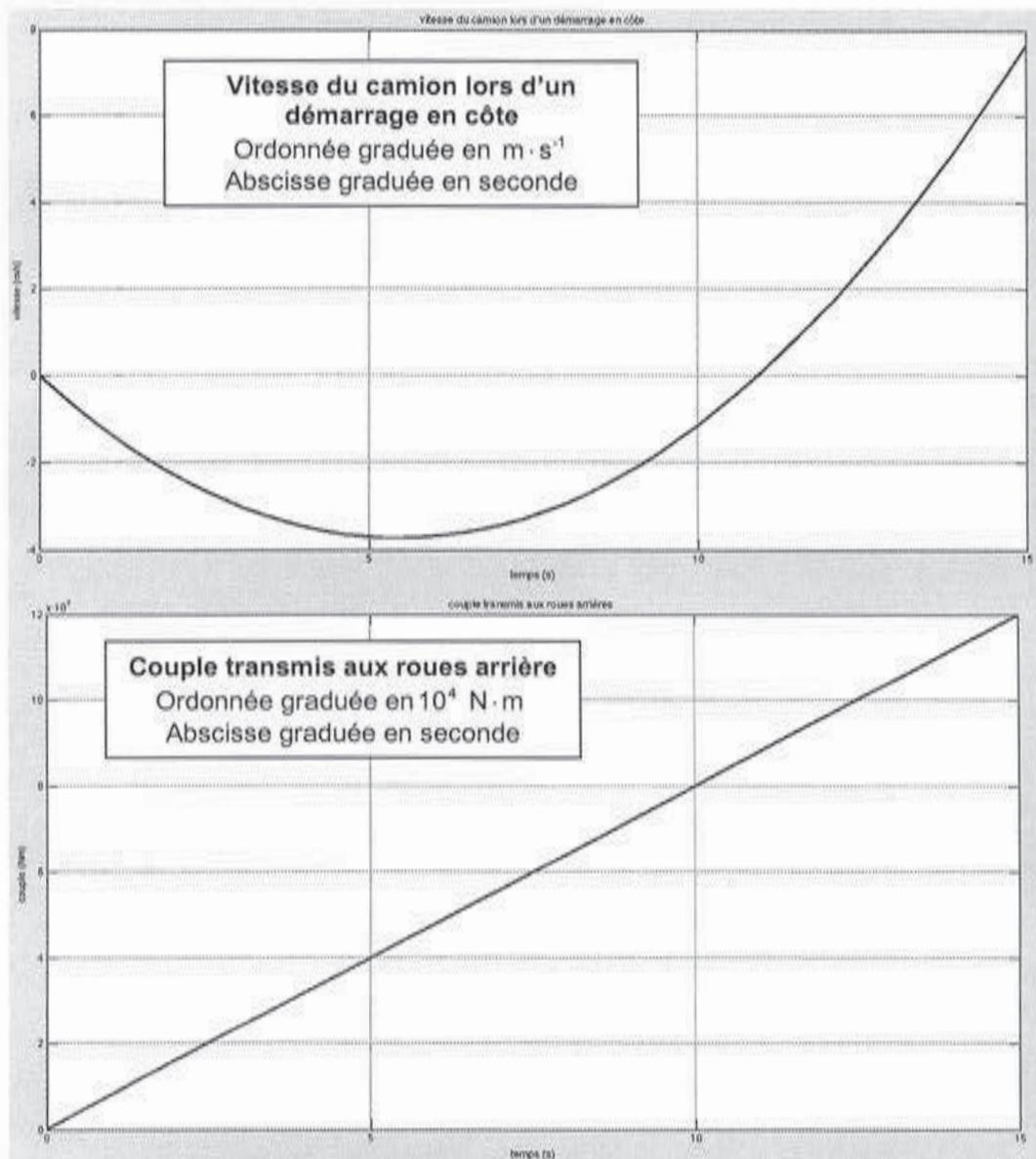


figure 34 Résultats de simulation avec un modèle simplifié

5.3.3. Modèle de connaissance de l'engin

Le modèle de liaison ponctuelle avec frottement de Coulomb utilisé précédemment aux contacts roues – sol n'est pas suffisamment réaliste pour prendre en compte les effets de glissement des roues. Le modèle de Pacejka, plus pertinent, est adopté dans le cadre d'une modélisation sur un outil numérique de simulation acausal.

Les équations du modèle de Pacejka sont intégrées au modèle figure 35 par l'intermédiaire des blocs « Roue avant » et « Roue arrière ». Le couple moteur est transmis à l'entrée A, l'effort normal au contact est appliqué à l'entrée N, l'effort tangentiel est calculé en H et le glissement sur le sol est calculé en S.

Les roues avant étant non-motrices, le « couple avant » à l'entrée 3 du schéma est défini nul lors de la simulation.

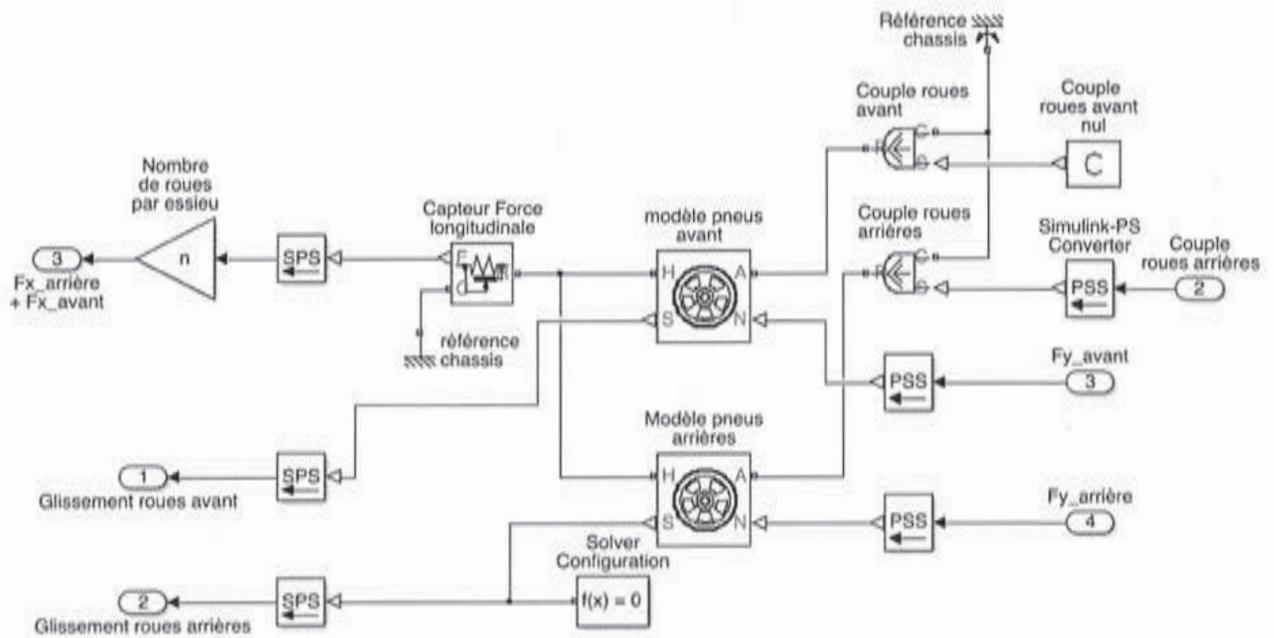


figure 35 Modèle acausal du contact pneu / sol

Question 46 : montrer que l'accélération suivant (O, \vec{x}) s'écrit

$$\frac{dV_x}{dt} = \frac{F_x - mg \sin \alpha}{m}$$

avec $F_x = 2(F_{x_avant} + F_{x_arrière})$ où $F_{x_avant} = 0$ dans le cas d'une roue avant non motrice.

5.3.4. Programmation graphique du modèle de simulation

Les actions mécaniques en projection selon (O, \vec{y}) s'écrivent

$$F_{y_avant} = \frac{-hmg \sin \alpha - mh \frac{dV_x}{dt} + \left(a - \frac{c}{2}\right) mg \cos \alpha}{2(a+d)}$$

$$F_{y_arrière} = \frac{hmg \sin \alpha + mh \frac{dV_x}{dt} + \left(d + \frac{c}{2}\right) mg \cos \alpha}{2(a+d)}$$

Question 47 : à l'aide des opérateurs de programmation représentés à la figure 36, proposer un schéma de simulation pour calculer la vitesse V_x et les forces F_y suivant (O, \vec{y}) en fonction des grandeurs d'entrée F_x et α

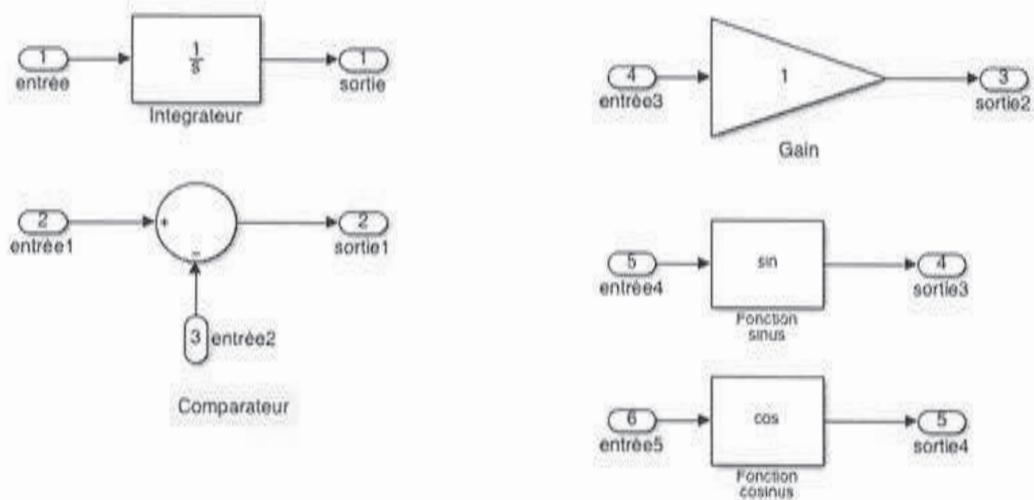
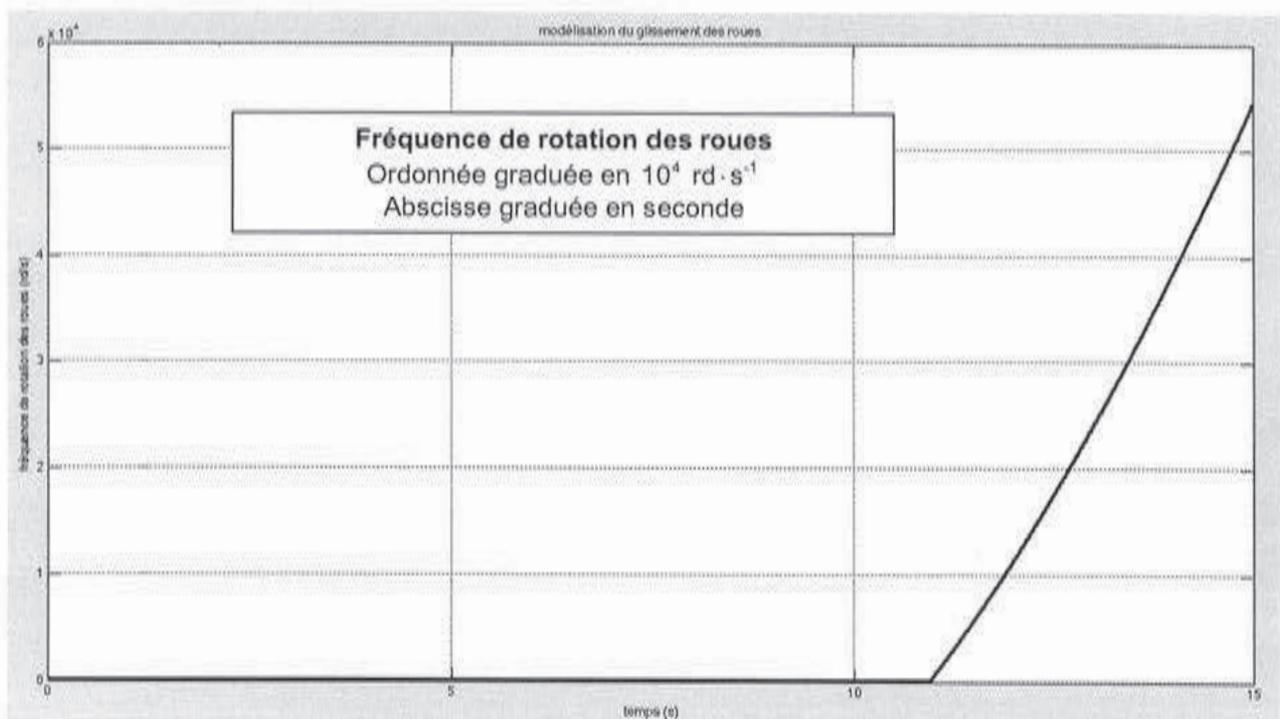


figure 36 Opérateurs de programmation

Question 48 : les résultats de la simulation sont représentés à la figure 37. Le couple est exercé sur la roue arrière équivalente. Commenter la divergence à partir de $t > 12s$. À partir des résultats obtenus question 41, conclure sur le comportement du contact roue-sol.



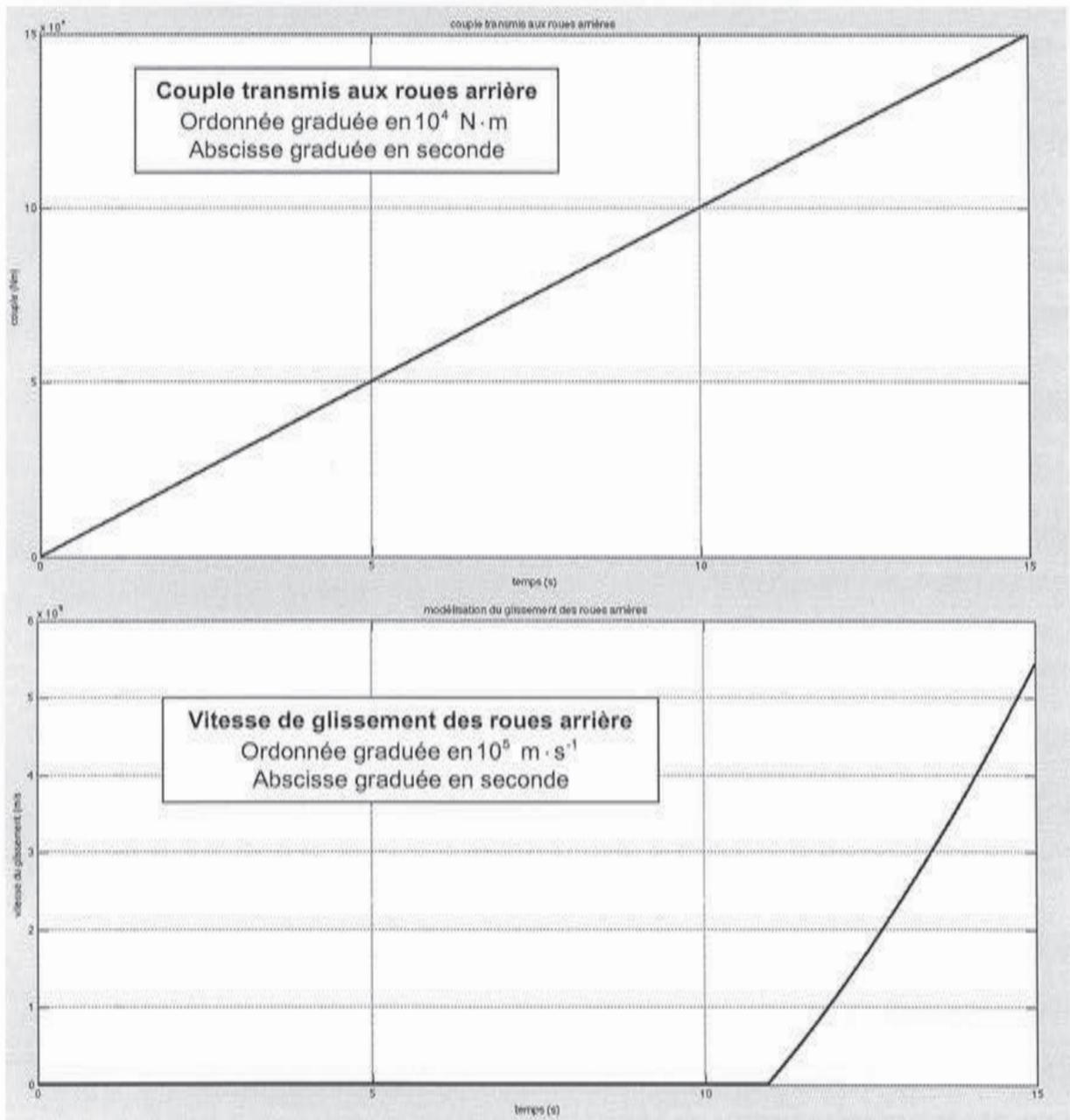


figure 37 Résultats de simulation en fonction du temps

Question 49 : les efforts normaux et tangentiels s'exerçant sur les roues avant et arrière sont représentés à la figure 38. À partir des résultats précédents, vérifier la cohérence des résultats de simulation pour $t = 0$ s et $t = 80$ s .

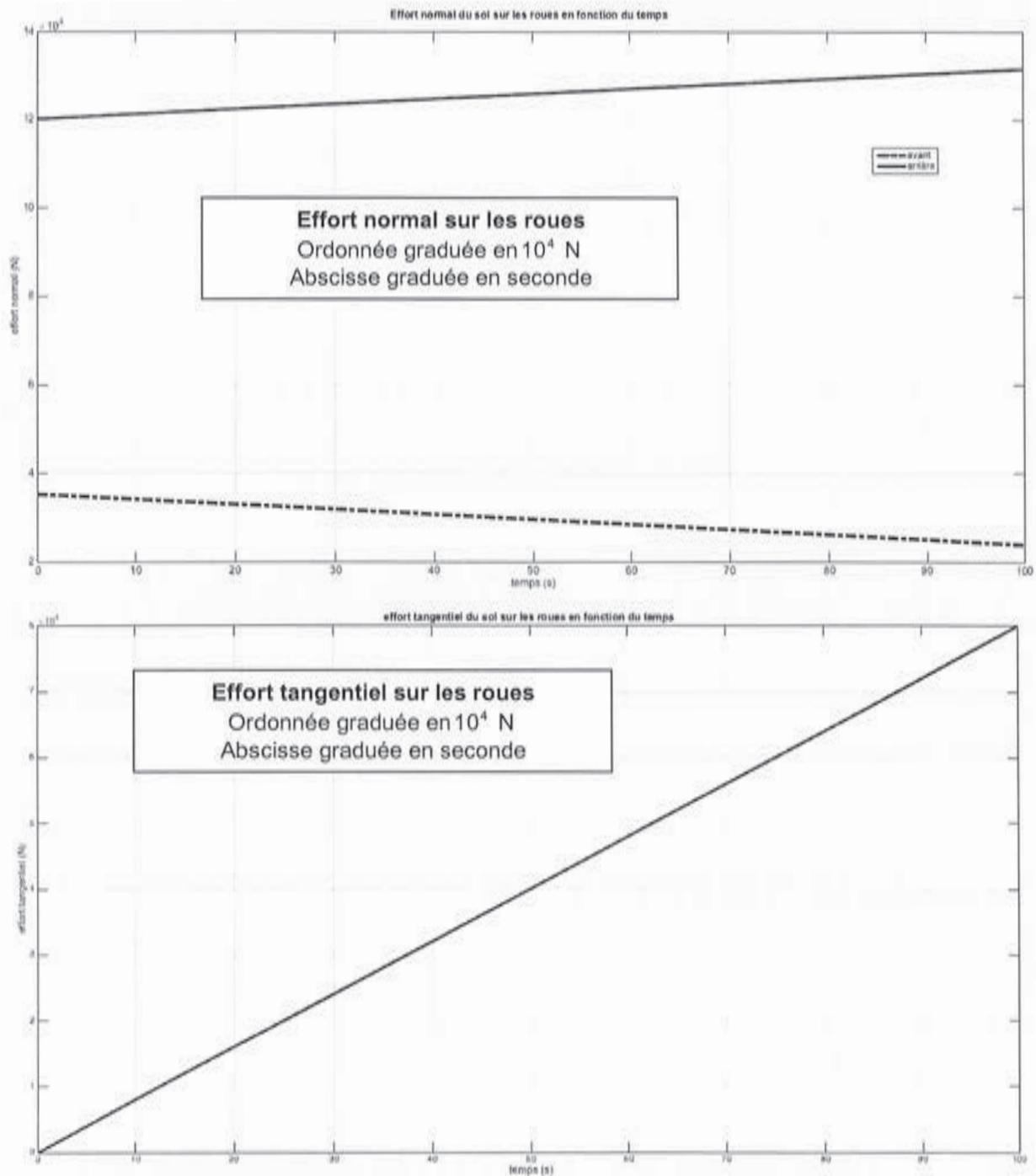


figure 38 Résultats de simulation en fonction du temps

5.3.5. Modèle de comportement de l'engin

En l'absence de glissement et de basculement, on propose le modèle de comportement de la figure 39 où les efforts représentent les variations par rapport à la situation d'équilibre à $t=0$.

Modele de comportement du systeme chassis / roue

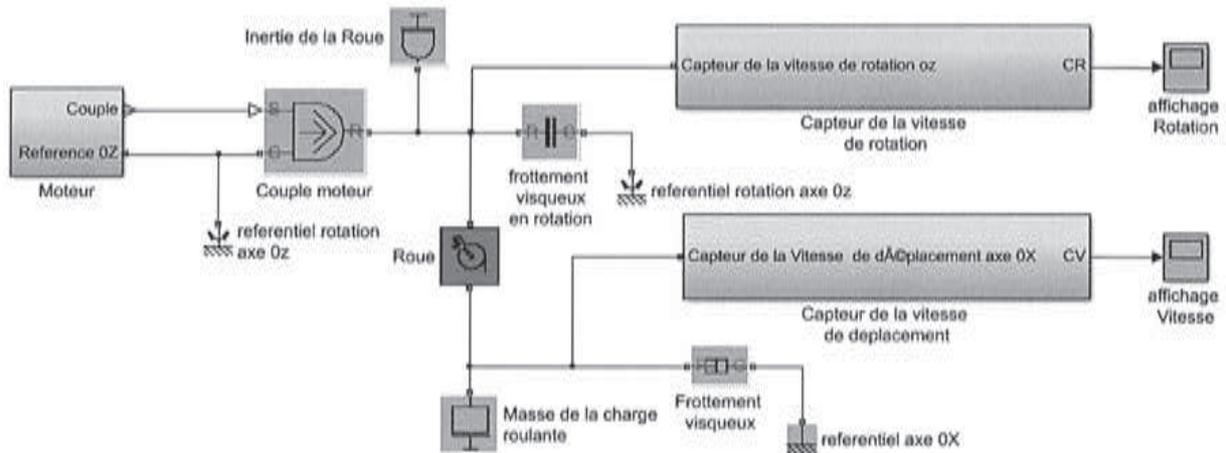


figure 39 Modèle de comportement de l'ensemble châssis-roue

Question 50 : montrer que le modèle de comportement de l'engin ainsi modélisé (relation entre la vitesse de l'engin et la variation du couple exercé aux roues) s'écrit

$$H(p) = \frac{K}{1 + \tau p}$$

Expliciter K ($K > 0$) et τ en fonction des paramètres ci-dessous

- inertie de la roue : $J = 20 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$
- facteur de résistance au roulement : $f = 0,001 \text{ N} \cdot \text{m} \cdot \text{s} \cdot \text{rad}^{-1}$
- rayon de la roue : $R = 0,5 \text{ m}$
- masse de l'engin : $m = 32000 \text{ kg}$
- facteur de frottement du déplacement : $f_v = 10 \text{ N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-1}$

Question 51 : sachant que le couple moteur est contrôlé en boucle fermée, par un correcteur proportionnel de gain K_p , calculer K_p pour obtenir un temps de montée 100 fois plus faible que dans le cas non asservi.

5.3.6. Commande de l'engin de chantier

La commande en couple est munie d'une saturation afin d'éviter le patinage (voir le modèle présenté à la figure 40). Les résultats de la simulation, obtenus à partir du modèle de connaissance, sont indiqués à la figure 41. La fonction échelon est appliquée au système à $t = 1 \text{ s}$.

Asservissement de vitesse de l'engin

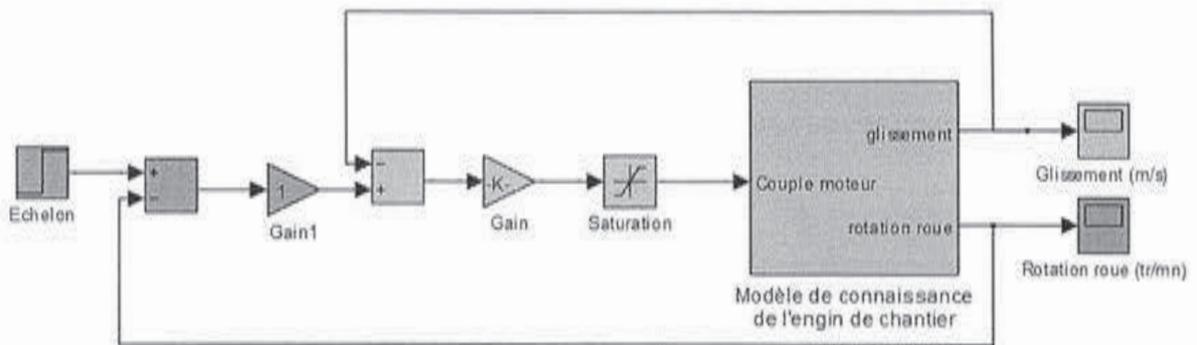
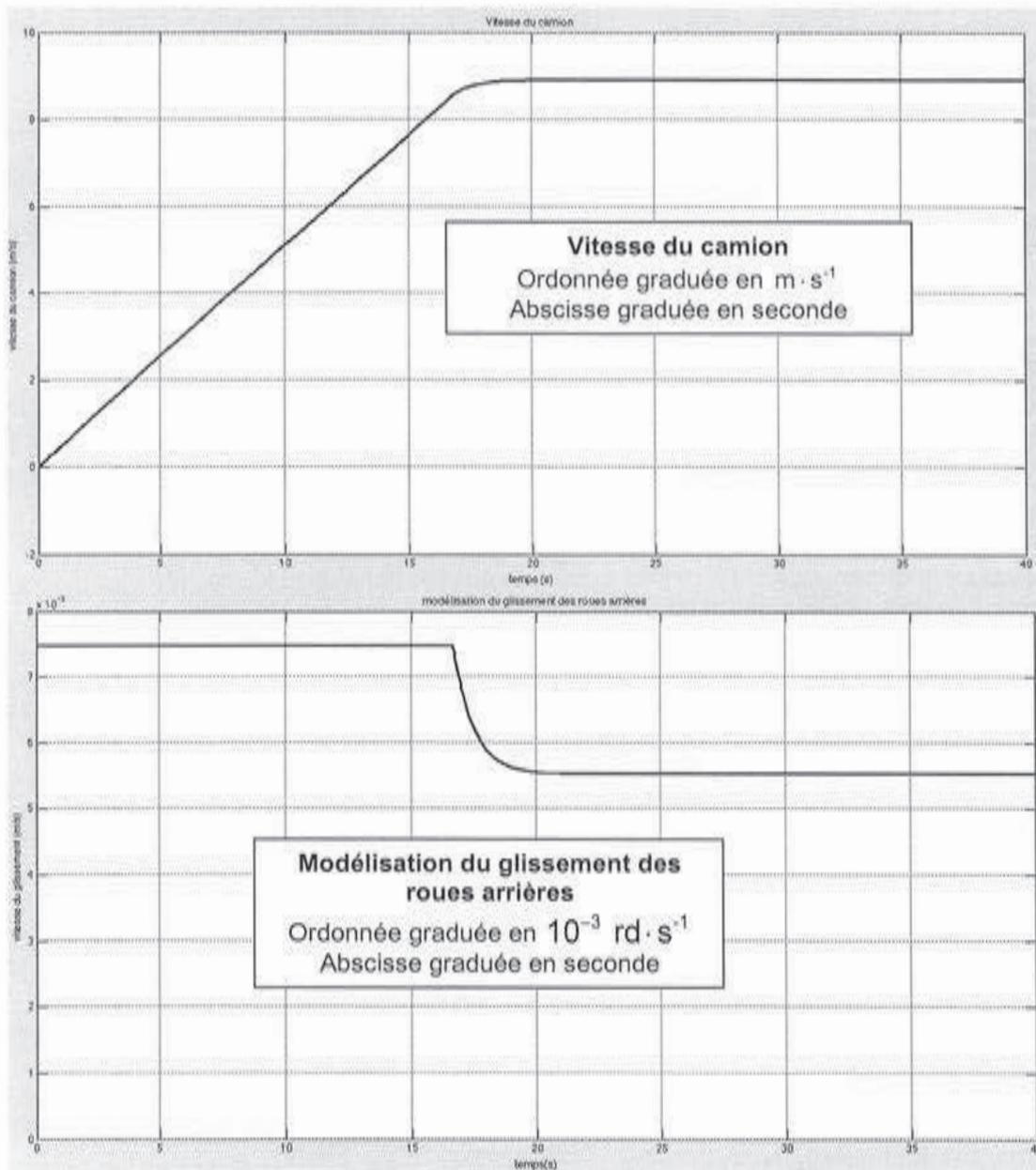


figure 40 Commande de l'engin de chantier



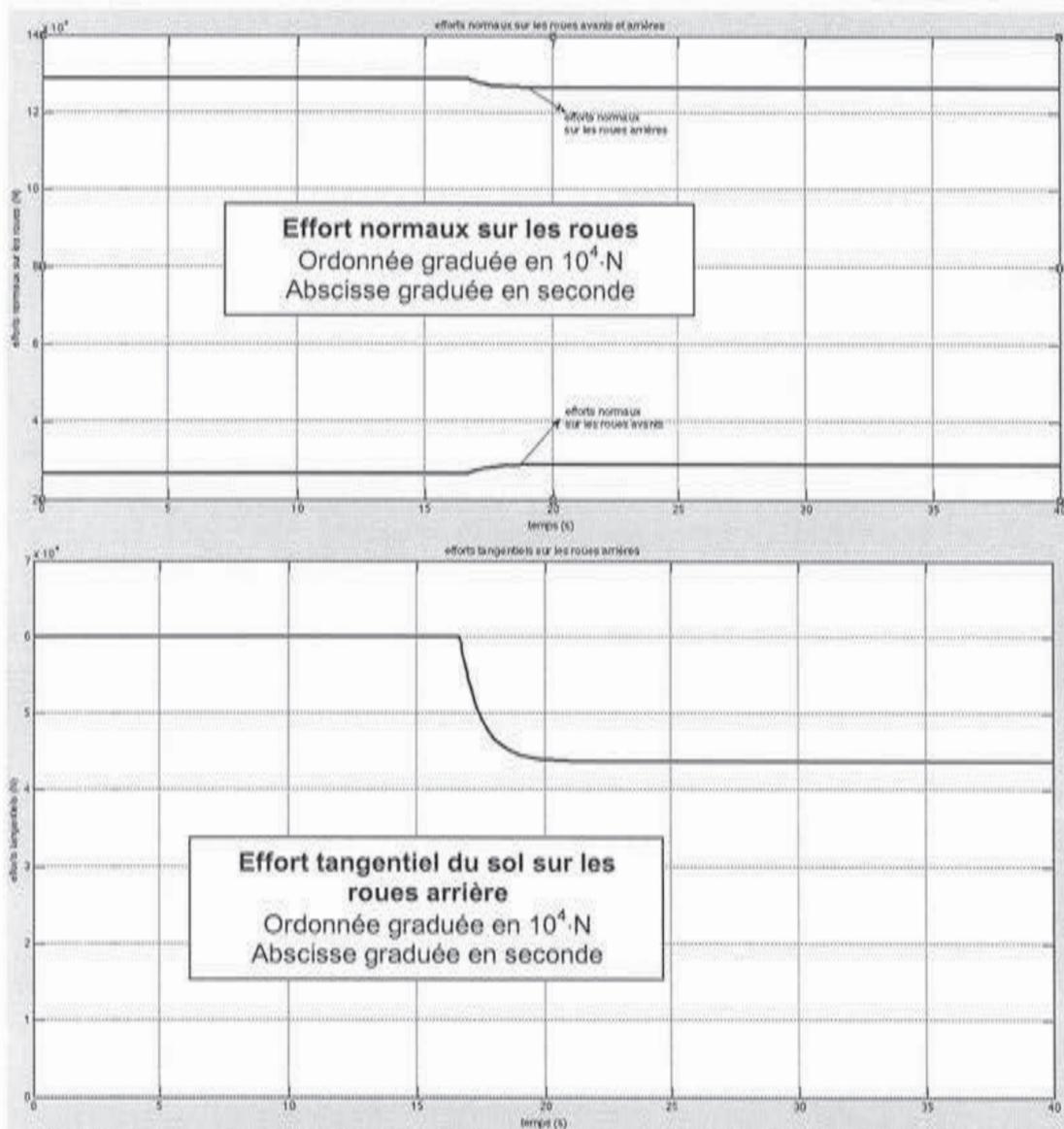


figure 41 Résultats de simulation de la commande d'un engin de chantier en fonction du temps

Question 52 : préciser les valeurs des consignes et commenter les différents phénomènes observés.

6. Conditions de démarrage de l'étape suivante de la construction

La fouille est terminée, les butons maintiennent la paroi moulée et le rabattement de la nappe est toujours activé.

Question 53 : pour réaliser la dalle de fond de fouille, justifier la nécessité de continuer le rabattement de la nappe et donner les conditions nécessaires pour interrompre le pompage de l'eau.

DOCUMENTS TECHNIQUES

Document technique DT1 - Hydraulique

Éléments théoriques de calcul des circuits hydrauliques

- on appelle *charge* d'un écoulement la quantité $H = \frac{p}{\rho g} + \frac{v^2}{2g} + z$;
- les *pertes de charges singulières* dues à la présence de variations de sections dans le circuit peuvent se mettre sous la forme $\Delta H_s = \sum \zeta \frac{v^2}{2g}$;
- les *pertes de charges régulières* dues aux frottements visqueux dans le circuit peuvent se mettre sous la forme $\Delta H_r = \sum \frac{\lambda L}{D} \frac{v^2}{2g}$;
- le *théorème de Bernoulli généralisé*, entre deux points A et B d'un circuit hydraulique dans lequel le fluide va de A vers B, s'écrit :

$$H_A = H_B + \Delta H_r + \Delta H_s \pm H_{machine}$$

- o signe - pour une machine fournissant de l'énergie au fluide ;
- o signe + pour une machine absorbant de l'énergie du fluide.

Nombre de Reynolds

Le nombre adimensionnel de Reynolds caractérise le type d'écoulement (laminaire, turbulent). Il est défini par

$$Re = \frac{Vd}{\nu}$$

- V : vitesse d'écoulement des particules fluides dans la canalisation ;
- d : dimension caractéristique de l'écoulement (par exemple, diamètre de la canalisation) ;
- ν : viscosité cinématique du fluide caractérisant les frottements visqueux ; la viscosité cinématique de l'eau à 20°C est $\nu = 10^{-6} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$.

Pertes de charges

Facteurs de pertes de charges singulières ζ

coude	crépine	filtre	restriction	élargissement	vanne	jonction	clapet
0,3	4	5	0,3	0,17	0,4	0,5	2

tableau 5

Facteur de pertes de charges régulières λ

$Re < 2000$	$\lambda = \frac{64}{Re}$
$Re \geq 2000$	Conduite lisse $\lambda = 0,3164 \sqrt[4]{Re}$
	Conduite rugueuse $\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \log \frac{\varepsilon}{3,71 \cdot d}$, ε rugosité de la conduite, d diamètre de la conduite

tableau 6

Rugosité moyenne de la ligne $\varepsilon = 0,05$ mm

Gamme de pompes proposées pour l'exhaure

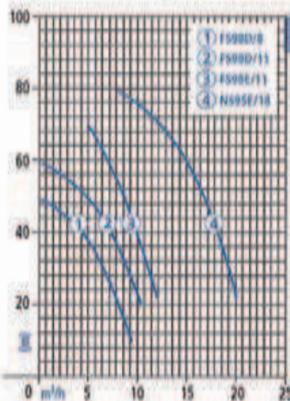
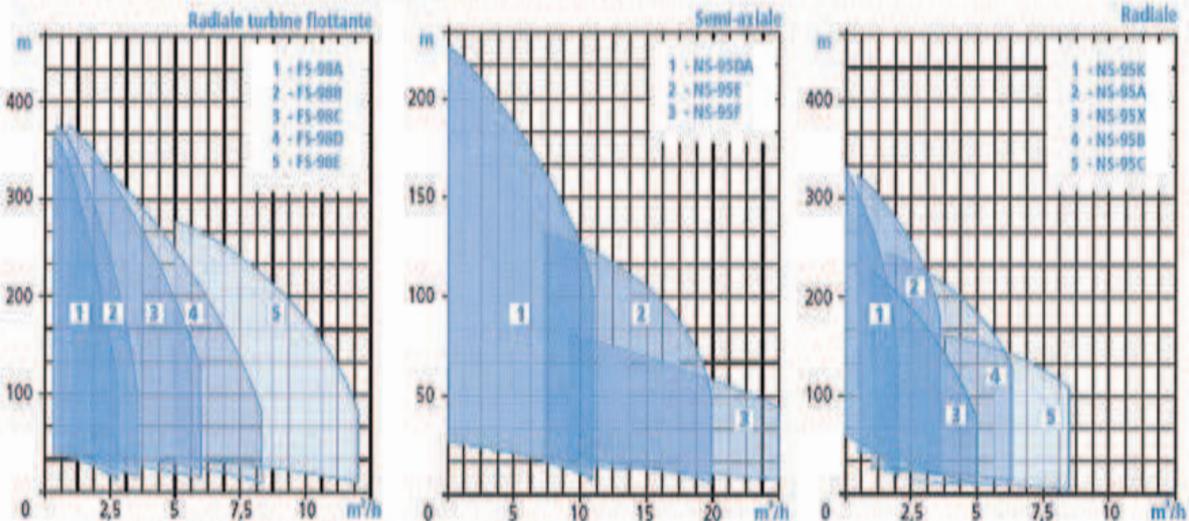
TELSTAR

SOLUTIONS DE POMPAGE



Hydro 4" (ø 100 mm)

Moteurs à bain d'huile d'une puissance de 0.37 kW à 7.5 kW. Turbine polycarbonate et fibre de verre. Diffuseurs noryl avec fibre de verre. Chemise acier inoxydable 304. Refoulement 1" 1/4 (modèles FS-98A, B et C et NS-95K, A, X, B, C) et 2" (modèles FS-98D et E, et NS-95DA, E et F). Diamètre solides admissibles de 3 mm pour la série FS et 2 mm pour la série NS. Température maximale de fonctionnement 35°C.



HYDRO 4" ø pompe 97 mm							
Ref.	Désignation	Puissance kW	Intensité A	Ø refouil.	Poids kg	V. oil	Prix € HT jour calendaire
1704	FS98D/9 - 4508/7	0,75	2,1	2"	15	91	15,80
1704	FS98D/11 - 4509/13	1,1	4	2"	20	128	19,00
1704	FS98E/11 - 45010/12	2,2	5,9	2"	21	125	20,60
1704	NS95E/10 - 45015/16	4	10,5	2"	37	207	23,60

Pompes équipées de 20 ml de câble électrique et d'un coffret (comportant une protection électrique ampérométrique et manque d'eau, 20 ml de câble électrode et une électrode).

Prix à la location

Tournez la page S.V.P.

Document technique DT2 - Rappel sur le modèle du contact roue/sol

Modèle de l'action mécanique du sol sur la roue motrice

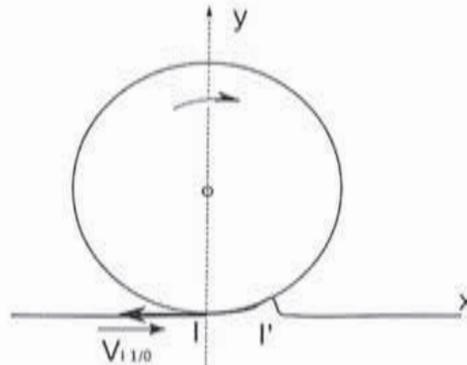


figure 42 Représentation schématique du contact roue sol.

Trois phénomènes de frottement peuvent se produire :

- le frottement d'adhérence ;
- le frottement de glissement ;
- la résistance au roulement.

Le phénomène de frottement introduit une puissance dissipée négative. Le modèle dynamique des actions mécaniques du sol sur les roues sera représenté par le torseur ci-dessous :

$$\text{Contact en } I : T_{0 \rightarrow 1} = \left\{ \vec{F}_{0 \rightarrow 1}, \vec{M}_{I, 0 \rightarrow 1} \right\}_I = \begin{cases} X \vec{x} + Y \vec{y} \\ N \vec{z} \end{cases}$$

La résultante $\vec{F}_{0 \rightarrow 1}$ est donc dans le plan défini $\left(I, -\frac{\vec{V}_{I \in 1/0}}{\|\vec{V}_{I \in 1/0}\|} = \vec{x}, \vec{n}_{PTC} = \vec{y} \right)$ où :

$\vec{V}_{I \in 1/0}$ est la vitesse de glissement en I appartenant à la roue 1 par rapport au sol 0.

\vec{n}_{PTC} est la normale au plan tangent du contact roue/sol.

Le phénomène de frottement introduit une puissance dissipée négative, d'où $\vec{F}_{0 \rightarrow 1}$ s'oppose au mouvement $\vec{F}_{0 \rightarrow 1} \cdot \vec{V}_{I \in 1/0} \leq 0$, et si glissement de la roue par rapport au sol

$$\vec{V}_{I \in 1/0} \cdot \vec{x} < 0.$$

Modèle du frottement d'adhérence pour une roue motrice

$$\vec{V}_{I\in 1/0} = \vec{0} \quad (1)$$

$$\vec{F}_{0\rightarrow 1} \cdot \vec{V}_{I\in 1/0} \leq 0 \quad (2)$$

$$\tan \varphi = \left| \frac{X_{01}}{Y_{01}} \right| \leq \tan \varphi_a = f_a \quad (3)$$

Les relations (2) et (3) donnent dans le cas de la figure 1 :

$$\frac{X_{01}}{Y_{01}} \leq \tan \varphi_a = f_a \quad (2.3)$$

À la limite de l'adhérence (ou du glissement), la relation (3) devient :

$$\tan \varphi = \left| \frac{X_{01}}{Y_{01}} \right| = \tan \varphi_a = f_a \quad (3)$$

Avec $\tan \varphi_a = f_a$ est appelé facteur de frottement d'adhérence. Il dépend de la nature des matériaux en contact et de l'état des surfaces en contact. Il est indépendant de la surface en contact.

La détermination de f_a se fait par des essais, et la science pour déterminer ce coefficient est appelée la tribologie.

Modèle du frottement de glissement pour une roue motrice

$$\vec{V}_{I\in 1/0} \cdot \vec{x} < 0 \quad (1)$$

$$\vec{F}_{0\rightarrow 1} \cdot \vec{V}_{I\in 1/0} \leq 0 \quad (2)$$

$$\tan \varphi = \left| \frac{X_{01}}{Y_{01}} \right| = \tan \varphi_g = f_g \quad (3)$$

Les relations (2) et (3) donnent dans le cas de la figure 1 :

$$\frac{X_{01}}{Y_{01}} = \tan \varphi_g = f_g \quad (2.3)$$

Avec $\tan \varphi_g = f_g$ est appelé coefficient de frottement de glissement. Il dépend de la nature des matériaux en contact et de l'état des surfaces en contact. Il est indépendant de l'aire de la surface de contact.

La détermination de $\tan \varphi_g = f_g$ se fait par des essais.

Modèle de résistance au roulement pour une roue motrice

En mécanique du solide indéformable (le sol reste également indéformable) la représentation schématique devient :

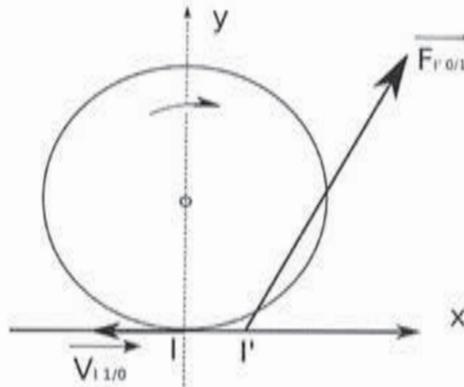


figure 43 Présentation graphique de l'action mécanique du sol sur la roue.

Le torseur qui modélise l'action de contact roue/sol $T_{0 \rightarrow 1} = \left\{ \vec{F}_{0 \rightarrow 1}, \vec{M}_{I, 0 \rightarrow 1} \right\}_I = \begin{cases} X \vec{x} + Y \vec{y} \\ N \vec{z} \end{cases}$

est un glisseur : $\vec{F}_{0 \rightarrow 1} \cdot \vec{M}_{I, 0 \rightarrow 1} = 0$ et $\vec{F}_{0 \rightarrow 1} \neq \vec{0}$. Il existe donc un point I' ($\vec{II}' = \delta \vec{x}$) tel que $\vec{M}_{I', 0 \rightarrow 1} = \vec{0}$ d'où $\vec{M}_{I, 0 \rightarrow 1} = \vec{M}_{I', 0 \rightarrow 1} + \vec{II}' \wedge \vec{F}_{0 \rightarrow 1}$ projeté suivant \vec{z} donne $N_{01} = \delta Y_{01}$

Définition : δ est appelé coefficient de frottement de roulement dont les unités sont en mètre. Il dépend de la nature des matériaux en contact et de l'état des surfaces en contact et est évalué empiriquement.

Équation traduisant le frottement de roulement : $N_{01} = \delta Y_{01}$.

Attention : le signe peut changer en fonction de l'orientation de la base idéale associée au contact (sens de \vec{x}).

Document technique DT3 - Caractéristiques mécaniques du Camion MAN

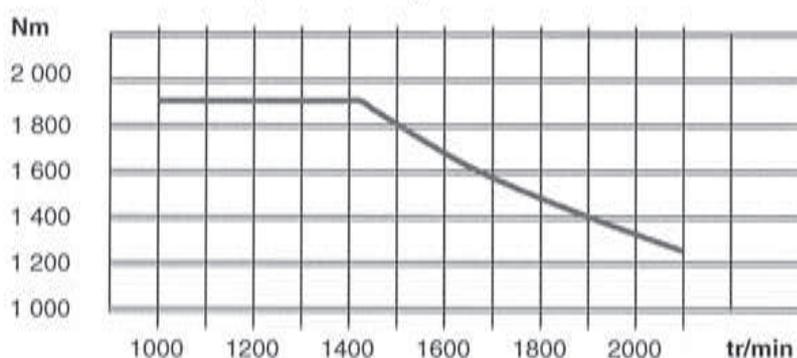
Camion MAN TGS 32.360/400/440 8X4 BB équipé d'une benne ronde

Le camion est équipé d'une benne VINCENT de masse 3 400 kg d'un volume utile 13,8 m³.

Caractéristique du moteur Euro 4 MAN D2066LF37 « Common Rail »



Couple moteur pour EURO 4



Rendement

Du moteur aux roues arrière, le rendement est de 0,85.

Rapport de pont

Le rapport de pont est de $r_{pont} = 3,08$.

Boîte de vitesses Type ZF 16 S 222 (DD)

Prise directe à 16 rapports AV et 2 AR (16,41-1,00) avec changement de gamme et diviseur (Overdrive avec essieux de réduction de moyeu)

	Lente : L	Rapide : H
Rapport de vitesse avant	$r_{1^e L} = 16,41$	$r_{1^e H} = 13,80$
	$r_{2^e L} = 11,28$	$r_{2^e H} = 9,49$
	$r_{3^e L} = 7,76$	$r_{3^e H} = 6,53$
	$r_{4^e L} = 5,43$	$r_{4^e H} = 4,57$
	$r_{5^e L} = 3,59$	$r_{5^e H} = 3,02$
	$r_{6^e L} = 2,47$	$r_{6^e H} = 2,08$
	$r_{7^e L} = 1,70$	$r_{7^e H} = 1,43$
	$r_{8^e L} = 1,19$	$r_{8^e H} = 1,00$
Rapport de vitesse arrière	$r_{AR L} = 15,36$	$r_{AR H} = 12,92$