

ÉTUDE DE LA STATION DE POMPAGE AUTOMATISÉE AVEC SON ENTRAÎNEMENT

VLADIMIR BORISSENKO¹, VLADIMIR SIDOROV¹, ELENA SIDOROVA³

Mots-clés : Station de pompage ; Schémas d'alimentation des moteurs ; Pression ; Point dicté ; Facteur de puissance.

Des entreprises industrielles modernes, en particulier celles métallurgiques et de cokerie, comprennent un réseau maillé de stations de pompage et de compresseur. En qualité des moteurs d'entraînement on utilise largement des machines à courant alternatif : les moteurs asynchrones à cage d'écureuil (MA) et les moteurs synchrones (MS). Les puissances de moteurs d'entraînement sont dans l'intervalle des dizaines-centaines aux quelques milles kilowatt. Le réglage de la productivité est réalisé par des soupapes d'étranglement, la fréquence de rotation des moteurs ainsi reste invariable. Les indices énergétiques de telles commandes électriques à charge variable ont une tendance à diminuer par rapport aux nominaux. L'industrie électromécanique a proposé les convertisseurs de fréquence à haute puissance ce qui a permis de passer aux systèmes de commande électrique à basse consommation énergétique pour les stations de pompage : une machine est alimentée du réseau et une autre – du convertisseur de fréquence en assurant la pression prédéterminée au point dicté de la tuyauterie. Les schémas de différents branchements de machines sont considérés, aussi bien qu'une possibilité de maintenir le facteur de puissance au niveau optimal.

1. INTRODUCTION

Des mécanismes du groupe aérohydrodynamique (ventilateurs, pompes) sont largement utilisés dans les différents secteurs de l'industrie [1]. Dans la plupart des cas, ils sont alimentés par le système de commande électrique non réglable, contenant les machines à courant alternatif : asynchrones et synchrones. La majorité des recherches dans ce domaine sont consacrées aux aspects économiques de la consommation d'énergie [2–5] et au développement des systèmes de contrôle pour diminuer les conséquences des chocs hydrauliques dans les tuyauteries ou bien pour les prévenir (éteindre) à l'aide du système de commande électrique [6]. Il faut marquer ce que pour les petites longueurs de tuyauterie ($L = 100 \dots 300$ m) la commande électrique ne peut pas réagir à une impulsion de la pression apparue, tandis que, si $L \geq 500$ m, la commande électrique a assez du temps pour l'éteindre au point dicté [7].

Le nombre d'avarie des mécanismes du groupe aérohydrodynamique demande de l'analyse approfondie des causes de leur apparition et aussi des modes possibles de la diminution des charges dynamiques dans les tuyauteries et des éléments de transfert [8, 9]. L'amélioration de la qualité des réseaux de tuyauterie et des éléments de verrou n'est pas toujours une garantie de leur fonctionnement stable, parce que les sauts imprévisibles du débit du liquide transporté très souvent mène aux chocs hydrauliques et aux pannes des éléments du système hydraulique. Le passage aux entraînements réglables des stations de pompage permet lors de pic du débit de brancher le bloc suivant de système de pompage et d'éviter l'apparition de choc hydraulique [7]. Lors de la diminution de débit on peut débrancher d'un des blocs fonctionnants ou bien de passer au régime d'asservissement du débit demandé des blocs du groupe (grâce au changement de la fréquence de rotation des moteurs d'entraînement – système CF – MA). La recherche des systèmes hydrodynamiques demande de prendre en considération l'écoulement instationnaire du fluide dans la tuyauterie [10,11], le changement du rendement au processus de leur fonctionnement [5,8,12–14] et aussi il faut tenir compte les processus électromagnétiques dans les moteurs à courant alternatif [15–18].

En industrie minière, par exemple, le contrôle de performances est réalisé par un branchement/débranchement

de certains blocs de stations de pompage, de compresseurs et de soufflerie [19, 20].

Les systèmes de commande électrique les plus économiques pour les installations de pompage et de ventilation sont : convertisseur de fréquence – moteur asynchrone [11] (CF-MA), convertisseur de fréquence – moteur synchrone (CF-MS) – $P = C \cdot \omega$, $P_{st} = C_{st} \cdot \omega$, pour les installations de ventilation $C_{st} = C_0 + k \cdot \omega^2$, $C_0 \approx (0,03 \dots 0,05) \cdot C_{stm} \rightarrow P_{st} \equiv \omega^3$, c.-à-d. en réglant le débit au niveau inférieur du nominal par diminution de la fréquence de rotation du moteur d'entraînement, la consommation d'énergie est considérablement réduite.

2. METHODOLOGIE DU TRAVAIL

La vitesse de propagation de l'onde de pression dans le volume infini et rempli par l'eau est égale à 1430 m/s. On peut compter avec le degré de précision suffisant qu'elle est égale à 1300-1500 m/s pour les tuyauteries en acier d'usage industriel général (on admet pour les calculs suivants que $c = 1300$ m/s).

Le temps pendant lequel une onde passe du point d'excitation au point de réflexion et à l'arrière, est appelée la phase d'une onde qui est déterminée par la formule :

$$T = \frac{2 \cdot l}{c}, \quad (1)$$

où l – longueur de tuyauterie entre le point d'excitation et le point de réflexion de l'onde, c – vitesse de propagation de l'onde.

Le coup d'eau est appelé direct si le temps de changement de vitesse de mouvement du liquide est égal ou plus petit de la phase d'une onde. Dans le cas contraire, il est appelé indirect.

Il est connu que les processus dynamiques dans la tuyauterie, en tenant compte de courant du liquide rhéonome, sont décrits par les deux principales dépendances (équations de coup d'eau) :

– Équation de continuité du passage de liquide

$$\frac{\partial h}{\partial t} + v \cdot \frac{\partial h}{\partial x} + \frac{c^2}{g} \cdot \frac{\partial v}{\partial x} = 0, \quad (2)$$

– Équation de mouvement pour une tuyauterie avec une section transversale circulaire

¹ Université Nationale Technique de Donetsk, 58, rue Artiom, 283001 Donetsk, République populaire de Donetsk, Fédération de Russie

² Université Polytechnique d'État du Sud de la Russie M. I. Platov, 132, rue Prosvechtchenia, 346428 Novotcherkassk, oblast de Rostov, Fédération de Russie

E-mails: borissenko.vp@gmail.com, sidorov_va58@mail.ru, sidorova_ev@npi-tu.ru

$$\frac{\partial h}{\partial x} + \frac{v}{g} \cdot \frac{\partial v}{\partial x} + \frac{1}{g} \cdot \frac{\partial v}{\partial t} + \frac{2 \cdot f \cdot v \cdot |v|}{g \cdot d} = 0, \quad (3)$$

où h – pression, v – vitesse de passage du liquide dans la tuyauterie, f – coefficient de Darcy.

Ces équations peuvent être directement intégrées par la méthode de différences finies, mais dans ce cas, le problème d'instabilité de la solution peut avoir lieu.

Donc, il est mieux de trouver une solution de différences finie de ces équations différentielles, en les menant primordialement à une forme caractéristique. Cette méthode est connue comme la méthode des caractéristiques.

En omettant la réduction des équations de coup d'eau à la forme caractéristique, nous écrivons :

$$\begin{cases} \pm \frac{g}{c} \cdot \frac{dh}{dt} + \frac{dv}{dt} + \frac{2 \cdot f \cdot v \cdot |v|}{d} = 0, \\ \frac{dx}{dt} = v \pm c. \end{cases} \quad (4)$$

La solution de ce système détermine la vitesse de mouvement du liquide et la pression à n'importe quel point de la tuyauterie, à tout moment. On peut négliger par la valeur v en raison du fait que $v \ll c$.

Nous représentons (4) sous forme qui est appropriée pour des recherches suivantes :

$$\begin{cases} \pm \frac{dp}{dt} + m \cdot \frac{dQ}{dt} + n \cdot Q \cdot |Q| = 0, \\ \frac{dx}{dt} = \pm c, \end{cases} \quad (5)$$

où $m = \rho \cdot c / S_{tuyau}$ – coefficient du lien entre les accroissements de débit et de pression dans la formule de Joukowski, n – résistance hydraulique de la tuyauterie sur un tronçon dx .

Considérons l'intégration des équations de coups d'eau par la méthode des caractéristiques avec une grille régulière.

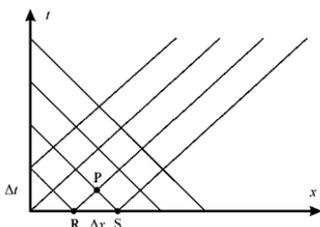


Fig. 1 – Caractéristiques avec une grille régulière.

Cette méthode de calcul est basée sur le fait que la tuyauterie est divisée en segments égaux et l'intégration est effectuée dans les intervalles de temps Δt (Fig. 1), avec cela la seconde équation de (5) doit être exécutée, c'est-à-dire $\Delta x = c \cdot \Delta t$. Prenons la valeur de $\Delta t = 0.003$ s, tel intervalle d'intégration assure une grande précision de calcul tant de processus transitoire hydraulique que de celui électromécanique.

Puis $\Delta x = c \cdot \Delta t = 1300 \cdot 0.003 = 3,9$ m. Les valeurs sélectionnées Δx et Δt sont suffisamment petits c'est pourquoi on peut considérer les segments des caractéristiques PR et SP comme linéaires.

Ainsi, il est possible de construire les lignes RP et SP, le long de lesquelles les deux autres équations sont valables :

$$\pm \frac{dp}{dt} + m \cdot \frac{dQ}{dt} + n \cdot Q \cdot |Q| = 0. \quad (6)$$

La première de ces deux équations est valable dans les points R et P, la seconde est valable dans les points S et P. Ainsi, elles sont valables au point P dans le même temps.

Nous écrivons (6) et sous la forme de différences finies pour chaque point intérieur de la tuyauterie :

- Le long de la caractéristique directe :

$$(p_i - p_{i-1}^{-t}) + m \cdot (Q_i - Q_{i-1}^{-t}) - n \cdot Q_{moyen1} \cdot |Q_{moyen1}| = 0, \quad (7a)$$

- Le long de la caractéristique indirecte :

$$-(p_i - p_{i-1}^{-t}) + m \cdot (Q_i - Q_{i-1}^{-t}) - n \cdot Q_{moyen2} \cdot |Q_{moyen2}| = 0, \quad (7b)$$

où p_i et Q_i – pression et débit dans le point i -ème de la tuyauterie à l'instant t ,

p_{i-1}^{-t} et Q_{i-1}^{-t} – pression et débit dans le point $i-1$ de la tuyauterie à l'instant précédent $t-\Delta t$,

p_{i+1}^{-t} et Q_{i+1}^{-t} – pression et débit dans le point $i+1$ de la tuyauterie à l'instant ultérieur $t+\Delta t$,

Q_{moyen1} , Q_{moyen2} – débits moyens sur l'intervalle, qui est adhérent au point, dont l'état du passage nous considérons à gauche et à droite, respectivement.

Les expressions suivantes décrivent analytiquement les caractéristiques fonctionnelles de la pompe :

$$p = A \cdot \frac{\omega}{\omega_{PN}} + B \cdot \left(\frac{\omega}{\omega_{PN}}\right) \cdot Q - C \cdot \left(\frac{\omega}{\omega_{PN}}\right)^2 \cdot Q^2, \quad (8)$$

$$\eta = D \cdot \left(\frac{\omega_{PN}}{\omega}\right) \cdot Q + E \cdot \left(\frac{\omega_{PN}}{\omega}\right)^2 \cdot Q^2 - F \cdot \left(\frac{\omega_{PN}}{\omega}\right)^3 \cdot Q^3, \quad (9)$$

où A, B, C, D, E, F – coefficients qui caractérisent la forme des caractéristiques de fonctionnement et qui restent constants pour la pompe concrète.

La Q-H caractéristiques décrit la dépendance du débit du liquide dans une tuyauterie de la pression requise pour l'approvisionnement de tel débit. Cette dépendance peut être décrit par l'équation suivante :

$$p = p_{st} + a \cdot Q^2, \quad (10)$$

où p – la pression à la sortie de la tuyauterie, a – la résistance hydraulique de la tuyauterie, p_{st} – la pression statique qui est conditionnée par la différence des niveaux géodésiques du débit et du relèvement du liquide.

On utilise les mêmes règlements qui concernent Q_{moyen1} et Q_{moyen2} lors des calculs d'état du passage pour les points intérieurs dans les calculs d'état du passage dans le premier et derniers points de la tuyauterie.

3. RECHERCHE PRATIQUE

Le schéma structurel et fonctionnel simplifié généralisé d'une stabilisation automatique de la pression dans le point dicté (P_K) est présenté dans Fig. 2.

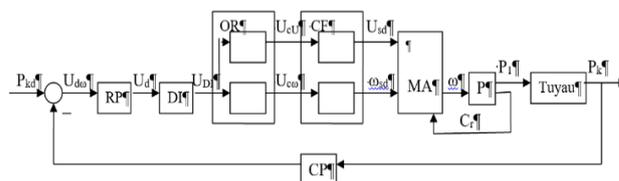


Fig. 2 – Schéma structurel généralisé du système de stabilisation automatique de la pression.

Dans cette figure on a désigné : RP – régulateur de pression, DI – dispositif d'intensité, OR – organe de référence, CF – convertisseur de fréquence, MA – moteur asynchrone d'entraînement de la pompe, P – pompe, Tuyau – tuyauterie, CP – capteur de pression, P_{Kd} – valeur donnée de la pression, U_{d0} – tension de tâche sur la vitesse de rotation du moteur, U_{DI} – tension de sortie du dispositif l'intensité, U_{CU} – tension de commande de l'amplitude de tension de

sortie de CF, U_{co} – tension de commande de fréquence de tension de sortie de CF; U_{sd} , ω_{sd} – amplitude donnée et fréquence angulaire donnée de la tension statorique de MA, C_r – couple résistant sur l'arbre de MA, P_I , P_K – valeurs réelles de la pression au début et la fin de la tuyauterie.

Les schémas typiques des stations de pompage de groupe avec les moteurs d'entraînement MA et MS et CF d'alimentation sont présentés sur Fig. 3 (P1, P2 – pompes; S1-S3 – soupapes; Point1 – point de référence à l'entrée de la tuyauterie; Point2 – point dicté à la sortie de la tuyauterie [21]).

La pression à l'entrée de la tuyauterie peut être différente, son maximum est limité par la solidité mécanique de tuyau. La longueur du tuyau est de 1 km dans notre cas. Il est nécessaire de contrôler la pression à l'entrée de la tuyauterie au Point1 et de la maintenir à la sortie de la tuyauterie à un certain niveau. Cette valeur est prédéterminée et dépend des consommateurs, par exemple, d'un atelier.

Figure 3a montre le schéma avec deux moteurs d'entraînement (MA et MS) et avec cela il y a une possibilité d'alimentation de l'un et d'autres moteurs du CF. En qualité de contre-réaction, le signal de pression au point dicté est mis sur le CF.

Le schéma sur Fig. 3b présente quatre moteurs d'entraînement (MA1, MA2, MS1, MS2) et envisage leur alimentation d'un CF. L'utilisation des deux CFs et quatre

moteurs d'entraînement est montrée sur Fig.3c.

Sur Fig. 3, chaque schéma prévoit un algorithme spécifique de branchement de moteurs et d'ouverture de soupape.

Figure 3b, ne montre pas mais envisage une contre-réaction par une pression au Point 2 (point dicté). La priorité dans tous les schémas est rendue au moteurs d'entraînement MS, puisqu'il ne consomme pas d'énergie réactive (contrairement au MA). En cas de chargement incomplet et du fonctionnement au régime de surexcitation, le MS peut être servir une source d'énergie réactive pour le réseau et contribuer à l'augmentation de $\cos\phi$.

Dans le cas d'utilisation des quatre moteurs d'entraînement, un ou bien les deux peuvent être en réserve active selon les performances de station demandées par un consommateur.

L'objet de simulation est la station de pompage d'une usine avec les deux moteurs d'entraînement MS et MA.

Les données techniques :

- MS : CTD -1600-2, $P_n = 1600$ kW, $n_o = 3000$ min⁻¹; $U_n = 6$ kV ;
- Station de pompage : D-6300-80, $P_n = 1600$ kW, $H_n = 80$ m, $Q_n = 6300$ m³/h ;
- MA : $P_n = 1000$ kW, $n_n = 2970$ min⁻¹, $U_n = 6$ kV.

Le MS est alimenté directement du réseau, le MA – du CF.

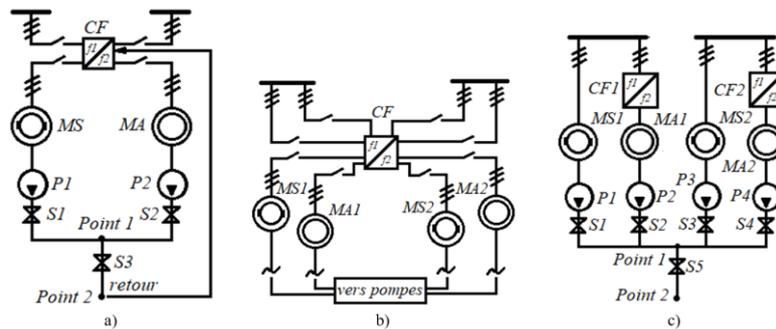


Fig. 3 – Schémas d'alimentation des moteurs d'entraînement des stations de pompage : a) avec un CF et MA et MS; b) avec un CF et MA1, MA2, MS1, MS2 ; c) avec deux CF1, CF2 et quatre moteurs.

Le MS est utilisé dans ce système pour maintenir $\cos\phi$ au réseau à un niveau prédéterminé. Pour cela il faut calculer $\cos\phi$ pour chaque moteur et $\cos\phi$ total du système. Pour considérer son principe de calcul, on peut utiliser le modèle qui est présenté sur Fig. 4.

La méthode pour déterminer le facteur de puissance est basée sur l'analyse de la tension de phase et du courant en phase. Il faut enregistrer une déviation entre la tension et le courant pour déterminer le facteur de puissance : la meilleure technique est d'analyser les transitions de courant et de tension par zéro. Ainsi, en analysant les intervalles de temps entre ces transitions, la déviation en radians et le cosinus de cette valeur sont déterminés. Lors de l'analyse de la transition par 0, une haute précision de calcul est atteinte grâce aux algorithmes pour détecter la transition de valeur par zéro dans le logiciel MATLAB.

Le régulateur du facteur de puissance est nécessaire pour maintenir $\cos\phi$ de réseau à un niveau prédéterminé. Le modèle de tel régulateur est présenté sur Fig. 5. Ce régulateur est élaboré sur la base du bloc Embedded MATLAB Function et de blocs de la bibliothèque Discrete.

Pour concevoir le régulateur du facteur de puissance, il faut

synthétiser un élément qui va assurer sa valeur maximale possible à tension d'excitation variable du moteur synchrone. Étant donné qu'un facteur de puissance va augmenter et ensuite diminuer lors d'augmentation de l'excitation de zéro à plusieurs valeurs nominales, il est impossible de proposer une dépendance univoque comme celle de régulateur classique, parce qu'une augmentation de la tension d'excitation peut entraîner à la fois l'augmentation et la diminution du facteur de puissance. En même temps, un moteur asynchrone se présente une charge active – inductive, dont les paramètres dépendent du chargement de machine lorsque deux moteurs fonctionnent sur un réseau d'alimentation. Un moteur synchrone doit avoir un caractère capacitif pour pouvoir compenser. On peut appliquer un algorithme qui est largement utilisé dans l'électroénergétique alternative, il est basé sur la mémorisation par le système du maximum pour assurer un fonctionnement dans les conditions données. Le principe de cette méthode est suivant. Supposons qu'un point de fonctionnement caractéristique courant est optimale. Par rapport à lui, les oscillations de faible amplitude à une période prédéterminée sont définies, et avec cela on analyse un accroissement d'induction avec la variation d'argument. Si les

deux accrues entraînent une réduction de la fonction, alors ce point est un maximum local de la fonction. S'il y a une croissance suffisante de la fonction, alors un nouveau point est

considéré comme un point de fonctionnement et les pulsations commencent à fonctionner comme les oscillations réalisées par rapport à lui.

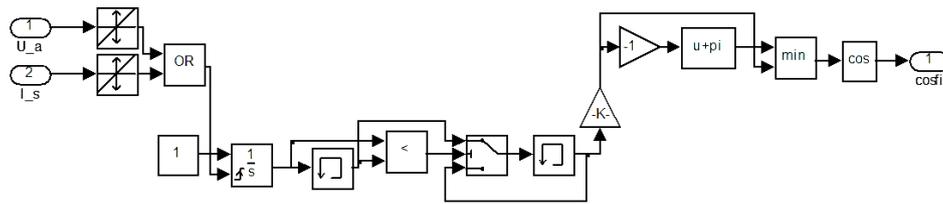


Fig. 4 – Modèle de calcul de $\cos\phi$.

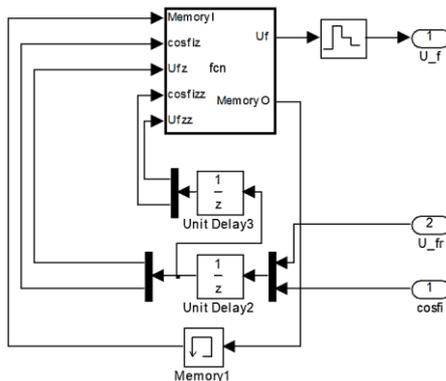


Fig. 5 – Modèle du régulateur discret.

Cette approche nous permet d'obtenir le maximum de la fonction, et le maintenir. Dans ce cas, il est rationnel de choisir comme une période de discontinuité naturelle la valeur qui répond à deux conditions. Premièrement, elle doit être considérablement moins que la vélocité du système souhaité, et d'autre part, elle ne doit pas être trop petite pour un fonctionnement des circuits de régulation internes et d'appareils de mesure. Le temps de fonctionnement suffisant est de l'ordre de quelques minutes pour les conditions données de la régulation du facteur de puissance à l'aide d'excitation ce qui est préférable pour les régimes permanents. Du point de vue de l'analyse du facteur de puissance, on peut le déterminer pour chaque période de tension, et il est possible d'avoir sa médiation ou son filtrage dans une seconde d'environ. Une telle approche permet d'éviter les régimes dangereux et instables pour le système. Cela dit, on prend une période de fonctionnement de l'algorithme égal à 1 seconde, la rémanence du système électrohydraulique considéré est assez élevée et se trouve aux limites jusqu'à 5 minutes.

4. SIMULATION

Le modèle résultant du système consiste de quelques blocs : modèle de la partie électromécanique du système CF – MS – MA – pompe ; modèle de la partie électrohydraulique du système CF – MS – MA – pompe ; modèle du bloc de chargement, Fig. 6.

Lors de la simulation de ce système, il faut tenir compte du MS, fonctionnant sur secteur pour maintenir $\cos\phi$, tandis que le MA fait partie d'un système de commande automatisée et régule la pression. Autrement dit, il est relié au RP, et le signal de référence de pression est entré dans le système de régulation par le MA.

Les expressions (11), (12) et (13) sont utilisées dans le

système de contrôle sans signification physique. La fonction de transfert du capteur de pression :

$$W_{cp}(p) = \frac{k_{cp}}{T_{cp}p+1}, \quad (11)$$

où p est l'opérateur de fonction de contrôle, $k_{cp}=1$, coefficient de transfert, $T_{cp} = 0,1$ s est une constante de temps du CP, la rémanence qui lui caractérise.

L'objet de réglage est décrit par la fonction de transfert suivante :

$$W_{OR}(p) = \frac{z_p}{k_{\mu\omega} k_{\omega}} \cdot k_{\mu\omega} \cdot z_p \cdot k_G \cdot \frac{k_{cp}}{T_{cp}p+1}, \quad (12)$$

où z_p est le nombre de paires de pôles, $k_{\mu\omega}$ – le gain d'amplification de canal du convertisseur de fréquence, k_{ω} – le facteur de proportionnalité de fréquence de rotation, k_G – le coefficient de proportionnalité entre la pression nominale et la fréquence de rotation, Pa/s.

Alors la fonction de transfert du régulateur de pression :

$$W_{RP}(p) = \frac{k_{\omega}}{z_p^2 k_G k_{cp}} \cdot \frac{T_{cp}p+1}{T_{RP}p}, \quad (13)$$

où T_{RP} [s] est la constante de temps.

Il faut aussi mentionner que le temps de simulation du modèle résultant est assez important car un seul modèle comprend deux parties : hydraulique et électromécanique. C'est pourquoi, on a décidé de faire deux modèles (partie hydraulique et partie électromécanique) pour réduire le temps de simulation. Toutefois, afin d'assurer une liaison entre eux, on effectue les opérations suivantes. Le couple de résistance, calculé en tenant compte de l'influence des paramètres hydrauliques, doit être appliqué aux entrées de moteurs dans le modèle électromécanique. En d'autres termes, pour les moteurs synchrone et asynchrone les dépendances Cr (Fig. 6), issues de la partie hydraulique du système, doivent être décrites en utilisant les dépendances normalisées. Il faut également construire leurs graphiques. Ensuite, les appliquer à l'entrée de chacun des moteurs.

5. RESULTATS DE SIMULATION

Le modèle de la partie électromécanique du système (EMS) est montré sur Fig. 7.

Les processus transitoires dans la partie EMS lors du changement de la dépense Q sont présentés sur Fig. 8. En même temps, dans la partie hydraulique du système, les processus transitoires à passer sont associés aux changements de pression à l'entrée et à la sortie dans la tuyauterie et aussi au changement de productivité.

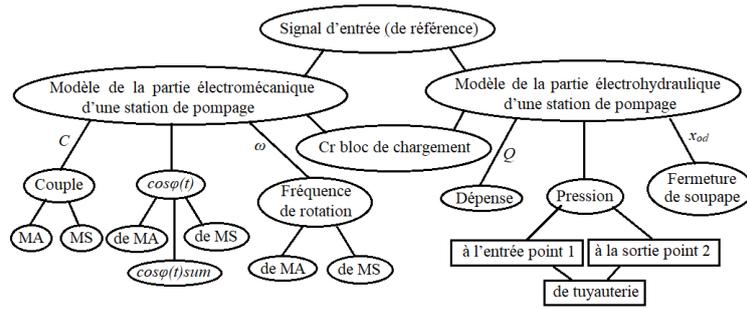


Fig. 6 – Schéma-bloc du modèle de la station de pompage.

En décrivant le modèle de Fig. 7, il faut aussi dire que la régulation de la tension commence après que les moteurs sont lancés à la vitesse nominale. Au moment du temps initial la tension d'excitation égale à nominale est

amenée à l'entrée de MS. La vitesse de rotation de MA est amenée à l'entrée de la partie hydraulique du système au moment initial de sa reprise. Le MA est réglable dans ce système.

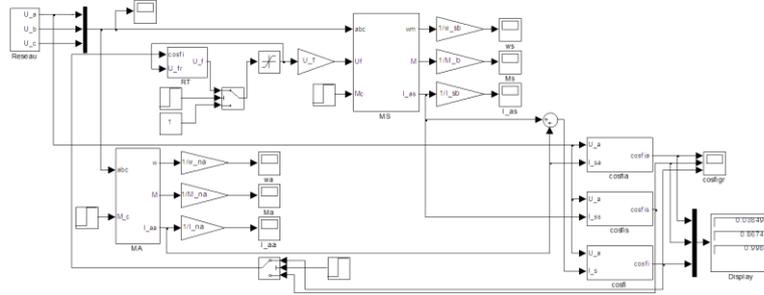


Fig. 7 – Modèle de la partie électromécanique du système CF – MS – MA - pompe.

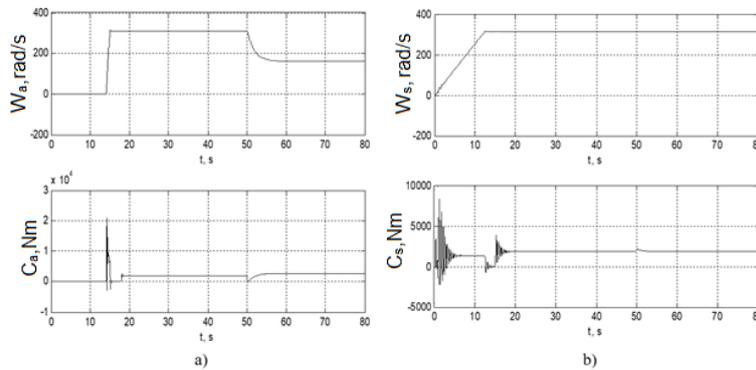


Fig. 8 – Processus transitoires dans la partie électromécanique du système CF – MS – MA – pompe : a) MA, b) MS.

En analysant la dépendance $\cos\phi(t)$, il convient de noter qu'au moment initial du fonctionnement du régulateur du facteur de puissance par changement de la tension d'excitation, $\cos\phi(t)$ de MS est amené à l'entrée du régulateur. Après une courte période, lorsque $\cos\phi(t)$ de MS atteint sa valeur maximale, $\cos\phi(t)$ total du tout système est amené à l'entrée du régulateur au lieu de $\cos\phi(t)$ de MS.

Il est nécessaire à noter que, lorsque nous avons la valeur stationnaire de $\cos\phi(t)$ du système, $\cos\phi(t)$ de MS fluctue aux limites de sa valeur nominale. Selon les dépendances obtenues, on peut dire que $\cos\phi(t)$ du système atteint sa valeur maximale après quelques minutes de lancement de simulation.

Ceci est valable parce que la rémanence du système est assez importante (Fig. 9).

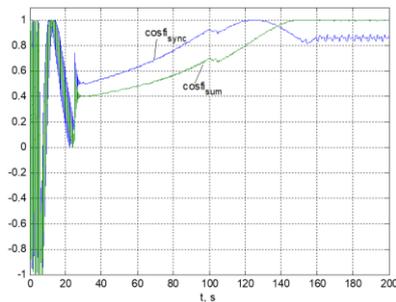


Fig. 9 – Dépendances $\cos\phi(t)$ de MS et de l'ensemble du système.

6. CONCLUSIONS

Le modèle élaboré (contenant le CF, le MA le MS et la pompe), pour la première fois, tient compte les processus

électromagnétiques dans les moteurs d'entraînement et les processus dynamiques dans la tuyauterie lors de l'écoulement du fluide instationnaire, aussi bien que maintient une pression dans le point dicté, le cos du système maximal.

Le modèle développé permet de déterminer le cos ϕ des moteurs et celui total du système.

Réalisation du modèle considéré à la station de pompage permet d'augmenter considérablement ses indices énergétiques.

DÉCLARATION DE CONTRIBUTION D'AUTEUR DE CRÉDIT

V.F. Borissenko : énoncé du problème et formulation des conclusions, 40 %.
V. Sidorov : conception du modèle mathématique et essais en pratique, 30 %.
E. Sidorova : modélisation mathématique et optimisation du processus, 30 %.

Reçu le 23 juillet 2024

REFERENCES

- L.N. Gumilyov, *Improvement of the automated control system of the oil pumping station*, Bulletin of Eurasian National University Technical Science and Technology, **138**, 1, pp. 15–22 (2022).
- B.S. Leznov, *Energy Saving and Adjustable Drive in Pumps and Blower Units*, (in Russian) Energoatomizdat, Moscow (2006).
- A.I. Repnikov, A.A. Yakovlev, M.P. Kukhtik, V.G. Barabanov, *Automated Control System for a Second-Lift Pumping Station* (in Russian), Industrial ACS and Controllers (2006).
- A.I. Repnikov, A.A. Yakovlev, M.P. Kukhtik, V.G. Barabanov, *Automated control system for the second lift pumping station* (in Russian), Industrial ACS and controllers, **1**, pp. 7–15 (2024).
- I.O. Kiselev, L.I. Medvedeva, *Analysis of the automated control system of a pumping station* (in Russian), Science Diary, **2**, 74, 21 (2023).
- M.M. Gayfullina, G.Z. Nizamova, *Methodical approach to efficiency assessment of pumping equipment of oil pumping stations*, Problems of Gathering Treatment and Transportation of Oil and Oil Products, Proc. of the IVth Int. Conf. on Adv. in Science, Engineering, and Digital Edu., ASEU-IV, Navoi, Uzbekistan (29–31 May 2024).
- V.F. Borisenko, A.B. Katz, G.A. Pimenov, M.N. Godetsky, I.I. Poklad, *On the transition to a resource-saving electric drive system in group pumping units* (in Russian), Progressive technologies and systems of mechanical engineering: Int. Collection of Scientific Papers, **16**, pp. 100–125 (2001).
- V.F. Borisenko, I.I. Poklad, S.V. Grigoriev *et al.*, *Study of the dynamics of a group pumping station with electric drives using a frequency converter – asynchronous motor system to stabilize the output pressure* (in Russian), Mechanical Engineering and Technosphere of the 21st Century, Sevastopol, September 8–14 (2003).
- V.F. Borisenko, I.I. Poklad, S.V. Grigoriev *et al.*, *Operating modes of a group pumping station considering the efficiency factor and main hydraulic parameters, Explosion-proof electrical equipment* (in Russian): Collection of scientific papers of Ukraine, pp. 161–165 (2003).
- R. Jiang, Y. Zhang, J. Zhu, B. Chen, Y. Tang, X. Yang, Y. Zheng, H. Duan, *Optimization of pumping station inlet channel based on stress-blended eddy simulation turbulence model and entropy generation theory* (in Russian), Water, **17**, p. 378 (2025).
- V.F. Borisenko, V.P. Ovsyannikov, I.I. Poklad *et al.*, *Dynamics of the electromechanical system frequency converter – asynchronous motor with short-circuit rotor – pump considering non-stationary flow in a pipeline*, Mechanical Engineering and Technosphere of the 21st Century, Sevastopol, September 8–14 (2003).
- K. Ostad-Ali-Askari, F. Sadeghi, H.R. Vanani, M.J. Monem, P. Kianmehr, *Evaluation of variable frequency drive system in pumping stations of irrigation networks using INACSEM model*, Irrigation and Drainage (2025).
- M.V. Shipunov, A.S. Salamatin, G.V. Makarov *et al.*, *Evaluation of pre-emergency states of process equipment and control and measuring instruments* (in Russian), Industrial ACS and Controllers, **3**, pp. 16–24 (2020).
- X. Sun, X. Feng, *Application of intelligent algorithms in optimal operation of pumping stations*, Journal of Physics: Conference Series, IOP Publishing, **2854**, 1, p. 012044 (2024).
- Y. Zhao, *et al.*, *Unit operation combination and flow distribution scheme of water pump station system based on genetic algorithm*, Applied Sciences, **13**, 21, p. 11869 (2023).
- D. Grenier, F. Labrique, H. Buyse, E. Matagne, *Electromécanique. Convertisseurs d'Énergie et Actionneur*, Dunod, Paris (2001).
- W. Leonard, *Control of Electrical Drives*, Springer, Berlin (1997).
- B. Amin, *Induction Motors. Analysis and Torque Control*, Springer, Berlin (2002).
- A. Margaryan, V. Tokmajyan, D. Madoyan, *Approval of the need for the reconstruction of Areni pumping station*, Bulletin of High Technology, (2024).
- V.F. Borisenko, S.V. Grigoriev, V.N. Morgunov *et al.*, *Features of the operation of electromechanical systems of shop blowers under the conditions of the Avdeevsky coke and chemical plant* (in Russian), Mechanical Engineering and Technosphere of the 21st Century, Sevastopol, September 13–18 (2004).
- V.F. Borisenko, S.V. Grigoriev, V.N. Morgunov *et al.*, *Issues of increasing the productivity of a pumping station by means of an electric drive* (in Russian), Mechanical Engineering and Technosphere of the 21st Century, Sevastopol, September 13–18 (2004).
- V.F. Borisenko, V.A. Sidorov, *Electromechanical automation systems for stationary installations*, Infra-Engineering, Moscow-Vologda (2022).

STUDY OF THE AUTOMATED PUMPING STATION WITH ITS DRIVE

VLADIMIR BORISSENKO ¹, VLADIMIR SIDOROV ¹, ELENA SIDOROVA ²

Keywords: Pumping station; Motor power scheme; Pressure; Dictated point; Power factor.

Modern industrial enterprises, especially metallurgical and coking plants, include a network of pumping and compressor stations. AC motors are prime movers: squirrel-cage asynchronous motors (AC) and synchronous motors (SCM). The power of prime movers ranges from tens to hundreds to several thousand kilowatts. Throttle valves regulate the efficiency; thus, the motor rotation frequency remains constant. The energy consumption of such variable-load electric drives tends to decrease compared to the nominal values. The electromechanical industry has proposed high-power frequency converters, which has allowed the transition to low-energy electric drive systems for pumping stations: one machine is powered from the mains, and the other from a frequency converter, ensuring a predetermined pressure at the specified point in the pipeline. Schemes of different machine connections and the possibility of maintaining the power factor at the optimal level are considered.