

**References**

1. Hamzin S.K. *Osnovy stroitel'nogo proizvodstva* [Bases of construction production]. Astana: Foliant, 2006, 317 p.

2. Kadyrov A.S., Hajbullin R.R., Kurmasheva B.K. *Frezernye i buril'nye mashiny. Teorija i raschet* [Ampere-second. Milling and boring cars. Theory and calculation]. Karaganda: Izd-vo TOO «Sanat-Poligrafija», 2007. 214 p.

3. Vetro Ju.A. *Rezanie gruntov zemlerojnymi mashinami* []. Moscow, Mashinostroenie, 1971, 359 p.

4. Pai-Chi Chang, Fu-Shou Wang, Jia-Huei Hwang, Wei-Fang Chen. Research on the design and manufacturing of an outer cycloid slotting cutter /The International Journal of Advanced Manufacturing Technology/2005, Volume 27, Issue 3-4, pp 248-253.

5. Dragoslav Janosevic, Rosen Mitrev, Boban Andjelkovic, Plamen Petrov. Quantitative measures for assessment of the hydraulic excavator digging efficiency. Journal of Zhejiang University SCIENCE A/2012, Volume 13, Issue 12, pp 926-942

6. Kadyrov A.S. Muldagaliev Z.A., Nurmaganbetov A.S., Kurmasheva B.K., Zhunusbekova Zh.Zh. *Teoreticheskie osnovy proektirovaniya i rascheta buril'nyh i frezernyh zemlerojnyh mashin* [Ampere-second. Theoretical bases of design and calculation of boring and milling digging cars]. Izdatel'stvo Bolashak-Baspa, Karaganda, 2010. 220 p.

7. Bestembek E.S. *Nagruzhenie frezernogo rabocheho organa dlja prohodki transhej v gruntah: dis. kand. tehn. nauk* [Loading of the milling worker of body for a driving of trenches in soil: dis. cand. tech. sciences]. KarGTU. – Karaganda, 2007. 123 p.

8. Hajbullin R.R. *Razrabotka i raschet dvuhfrezernogo rabocheho organa dlja stroitel'stva fundamentov tipa «stena v grunte»* [Development and calculation of the two-milling worker of body for construction of the bases like "wall in soil"]. Karaganda: Sanat, 2006. 115 p.

*Кадыров Адиль Сураатович (Казахстан, Караганда) – доктор технических наук, профессор, профессор кафедры «Транспортная техника и организация движения (СДМ), КарГТУ (100027, Республика Казахстан, г. Караганда, Бульвар Мира, 56).*

*Жунусбекова Жанара Жумашкызы (Казахстан, Караганда) – старший преподаватель кафедры «Транспортная техника и организация движения (СДМ), КарГТУ (100027, Республика Казахстан, г. Караганда, Бульвар Мира, 56, e-mail: zhzhzh\_84@mail.ru).*

*Ганюков Александр Анатольевич (Казахстан, Караганда) – старший преподаватель кафедры «Дизайн, архитектура и прикладная механика», КарГТУ (100027, Республика Казахстан, г. Караганда, Бульвар Мира, 56, e-mail: a.ganjukov@kstu.kz).*

*Kadyrov Adil Suratovich (Republic Of Kazakhstan, Karaganda) – doctor of technical science, professor of the department «Transport Technology and Traffic Organization», Karaganda State Technical University (KSTU) (100027, The Republic Of Kazakhstan, Karaganda city, Mira Boulevard, No. 56, e-mail: adil.suratovich@gmail.com).*

*Zhunusbekova Zhanara Zhumashkyzy (Republic Of Kazakhstan, Karaganda) – senior teacher of the department «Transport Technology and Traffic Organization», Karaganda State Technical University (KSTU) (100027, The Republic Of Kazakhstan, Karaganda city, Mira Boulevard, No. 56, e-mail: zhzhzh\_84@mail.ru).*

*Ganiukov Alexander Anatolievich (Republic Of Kazakhstan, Karaganda) – senior teacher of the department «Design, architecture and applied mechanics», Karaganda State Technical University (KSTU) (100027, The Republic Of Kazakhstan, Karaganda city, Mira Boulevard, No. 56, e-mail: a.ganjukov@kstu.kz).*

УДК 681.51:621.878

**СИСТЕМА АВТОМАТИЧЕСКОГО УПРАВЛЕНИЯ  
ПОГРУЖЕНИЕМ ВИНТОВОЙ СВАИ**

И.В. Лазута, Е.Ф. Лазута  
ФГБОУ ВПО «СибАДИ», Россия, г. Омск.

**Аннотация.** В данной статье приводятся структура и математическое описание системы автоматического управления погружением винтовой сваи. Структура системы представлена в виде схемы с параметрическими связями между блоками. Авторами предложена математическая модель системы, состоящая из моделей отдельных подсистем, для которых приведены расчетные схемы и дифференциальные уравнения. Значительное внимание в представленной математической модели уделяется зависимостям между множеством конструктивных параметров системы.

**Ключевые слова:** автоматическая система, управление, винтовая свая, механизм погружения, гидropередача, дифференциальное уравнение.

**Введение**

Развитие автоматизации строительных и дорожных машин в Российской Федерации должно соответствовать и даже опережать зарубежные направления в данной области. Необходимо, чтобы современное проектирование систем автоматизации опиралось на передовые методы компьютерного моделирования, анализа и синтеза. Замена дорогостоящей физической модели математической дает значительную экономию времени и трудозатрат при разработке систем автоматизации, поэтому актуальность математического

моделирования в области автоматизации строительных и дорожных машин не вызывает сомнения.

**Структура системы**

Для разработки математической модели системы автоматического управления (САУ) погружением винтовой сваи необходимо представить её структуру. Данная САУ при помощи метода декомпозиции может быть представлена как совокупность отдельно функционирующих более простых, взаимодействующих между собой подсистем (рис. 1).

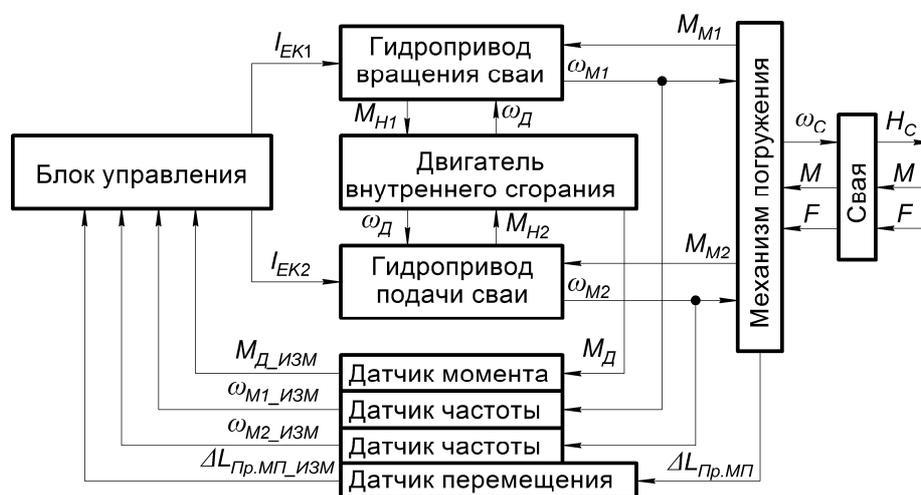


Рис. 1. Структурная схема системы автоматического управления погружением винтовой сваи

В качестве источника мощности при погружении винтовой сваи используется двигатель внутреннего сгорания (ДВС) базовой машины, имеющий вращающий момент  $M_D$  и частоту вращения  $\omega_D$  [1]. Для передачи кинематических воздействий от ДВС к механизму погружения используются гидроприводы вращательного действия, образующие гидropередачу [2].

В САУ используется специальный механизм погружения, который обеспечивает поступательное и вращательное движение сваи. Данный механизм при правильном управлении дает возможность равномерного завинчивания сваи, погружая ее на величину шага лопасти за один оборот [2]. При погружении сваи в грунт на нее действует вертикальная сила сопротивления погружению  $F$  и момент сопротивления вращению сваи  $M$ , которые зависят от параметров сваи, физико-

механических свойств грунта и глубины погружения сваи  $H_C$  [2].

За выдачу управляющих сигналов отвечает блок управления, регулирующий скорости гидроприводов вращения и подачи сваи и загрузку ДВС машины. Для поддержания заданного момента ДВС блок управления контролирует активный момент  $M_D$ , и, на основании показаний датчиков частоты вращения гидромоторов  $\omega_{M1}$ ,  $\omega_{M2}$  и датчика перемещения  $\Delta L_{гр.мп}$  выдает управляющие сигналы  $I_{EK1}$ ,  $I_{EK2}$  на электронные платы регулируемых гидронасосов, изменяющих скорости поступательного и вращательного движения сваи, снижая тем самым нагрузку на вал ДВС [2].

Таким образом, анализ структуры САУ погружением винтовой сваи позволил представить её структуру и перейти к математическому описанию отдельных подсистем.

**Математическая модель системы**

*Математическая модель двигателя внутреннего сгорания*

Сила  $F$  и момент  $M$  преобразуются через редукторы механизма погружения с коэффициентами передачи  $i_{МП1}$  и  $i_{МП2}$  в моменты сопротивления на валах исполнительных гидромоторов  $M_{M1}$  и  $M_{M2}$ , вызывая изменение давления в гидропередаче, что приводит к изменению моментов на валах гидронасосов  $M_{Н1}$  и  $M_{Н2}$ , которые через редукторы вала отбора мощности с коэффициентами передачи  $i_{ТР1}$  и  $i_{ТР2}$  суммарно прикладываются к валу ДВС, загружая его.

Макродинамика ДВС с всережимным регулятором представлена классическим дифференциальным уравнением [3]:

$$J_D \frac{d\omega_D}{dt} = M_D - M_C, \quad (1)$$

$J_D$  – приведенный момент инерции вала ДВС и связанных с ним агрегатов.

С учетом одновременного движения гидроприводов вращения и подачи сваи суммарный момент сопротивления на валу ДВС  $M_C$  определяется по формуле [1,4]:

$$M_C = \frac{M_{Н1} \cdot \eta_{ТР1}}{i_{ТР1}} + \frac{M_{Н2} \cdot \eta_{ТР2}}{i_{ТР2}}, \quad (2)$$

где  $M_{Н1}$  – момент силы сопротивления на валу гидронасоса привода вращения сваи;  $i_{ТР1}$  – передаточное отношение редуктора вала отбора мощности для насоса вращения сваи;  $\eta_{ТР1}$  – механический КПД редуктора насоса вращения сваи;  $M_{Н2}$  – момент силы сопротивления на валу гидронасоса привода подачи сваи;  $i_{ТР2}$  – передаточное отношение редуктора вала отбора мощности для насоса подачи сваи;  $\eta_{ТР2}$  – механический КПД редуктора насоса подачи сваи.

Момент двигателя  $M_D$  определяется как функция частоты вращения вала двигателя  $\omega_D$  и подачи топлива за цикл  $q$ . Данная зависимость определяется путем стендовых испытаний заводом изготовителем и имеет вид [1,4]:

$$M_D = M_{D(MIN)}(\omega_D) + k\Delta q, \quad (3)$$

$$\Delta q = q - q_0, \quad (4)$$

где  $M_{D(MIN)}(\omega_D)$  – функция момента силы двигателя от частоты вращения вала при минимальной подаче топлива  $q_0$ ,

соответствующей холостому ходу (определяется по внешней характеристике двигателя);  $k$  – постоянный коэффициент расхода.

Приращение подачи топлива линейно зависит от перемещения муфты регулятора  $z$  и количества энергии, вырабатываемой ДВС. Регулятор работает на уменьшение подачи топлива, уравнение (3) примет вид [1,4]:

$$M_D = M_{D(MIN)}(\omega_D) + \left(1 - \frac{z}{z_{x0}}\right) M_Z; \quad (5)$$

$$0 \leq z \leq z_{x0}, \quad (6)$$

где  $M_Z$  – приращение момента силы при максимальной подаче топлива;  $z$  – положение муфты регулятора, отсчитываемое от положения максимальной подачи топлива,  $z$  изменяется в интервале, ограниченном конструктивными упорами;  $z_{x0}$  – крайнее положение муфты регулятора при минимальной подаче топлива, соответствующей холостому ходу.

Величина  $z$  определяется дифференциальным уравнением муфты регулятора [1]:

$$m \cdot z'' + v \cdot z' + E(z) + F_0 = A(z) \cdot \omega_D^2 \cdot i_p^2, \quad (7)$$

где  $m$  – приведенная к муфте масса всех подвижных частей регулятора;  $i_p$  – передаточное число редуктора регулятора относительно вала двигателя;  $v$  – коэффициент вязкого трения муфты регулятора;  $E(z)$  – усилие пружины, приведенное к муфте;  $F_0$  – сила предварительного сжатия пружины, приведенная к муфте регулятора;  $A(z)$  – поддерживающая сила регулятора.

Функции  $E(z)$  и  $A(z)$  зависят от  $z$  и могут быть определены по статической характеристике всережимного регулятора типа РВ [1,2].

Таким образом, подсистема ДВС с всережимным регулятором может быть описана уравнениями (1 – 7). На рисунке 2 представлена структурная схема математической модели ДВС с всережимным регулятором частоты вращения типа РВ, составленная в программе Simulink [5].

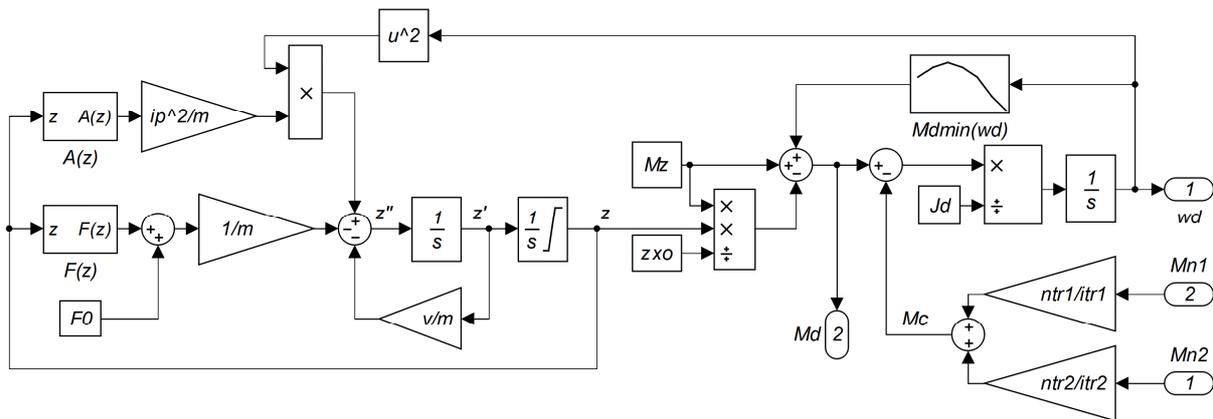


Рис. 2. Структурная схема математической модели двигателя внутреннего сгорания с всережимным регулятором

Представленное математическое описание ДВС позволяет моделировать его внутреннюю динамику с учетом изменяющегося момента сил сопротивления на валу двигателя, а также будет использоваться как подсистема математической модели САУ погружением винтовой сваи.

**Математическая модель гидропривода**

В САУ погружением винтовой сваи для передачи кинематических воздействий от ДВС к механизму погружения используются гидроприводы вращательного действия –

гидронасос с гидромотором, связка которых образует гидрообъемную трансмиссию (гидропередачу). Благодаря возможности плавно изменять частоты вращения вала гидромотора от 0 до максимума, а также работать в режиме постоянного момента на выходном валу, целесообразно применять гидропередачу с регулируемым насосом [6].

На рисунке 3 представлена блок-схема гидропередачи по одному из каналов погружения винтовой сваи (для другого канала схема аналогична).

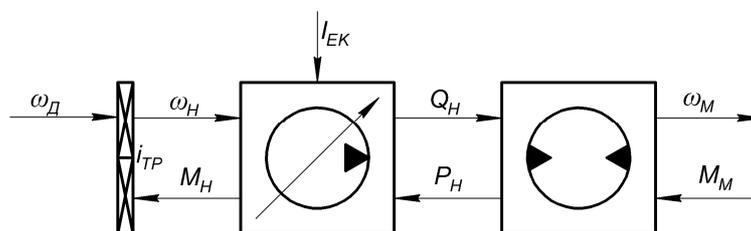


Рис. 3. Блок-схема гидропередачи

Математическая модель регулируемого гидронасоса может быть описана уравнениями [6]:

$$M_H = \frac{P_H \cdot q_H}{2\pi\eta_{MH}}; \tag{8}$$

$$Q_H = \frac{q_H \cdot \omega_H \cdot \eta_{OH}}{2\pi}; \tag{9}$$

$$q_H = q_{HM} \cdot e_H; \tag{10}$$

$$\omega_H \cdot i_{TP} = \omega_D, \tag{11}$$

где  $Q_H$  – подача насоса;  $q_{HM}$  – максимальный рабочий объем насоса;  $q_H$  – текущий рабочий объем насоса;  $e_H$  – параметр регулирования рабочего объема;

$\omega_H$  – угловая скорость вала насоса;  $M_H$  – момент силы сопротивления на валу гидронасоса;  $P_H$  – давления в напорной линии насоса/мотора;  $\eta_{OH}$ ,  $\eta_{MH}$  – объемный и механический КПД насоса соответственно.

В регулируемых аксиально-поршневых гидронасосах подача регулируется за счет изменения рабочего объема насоса путем наклона шайбы головок шатунов. Параметр регулирования рабочего объема  $e_H$  является функцией угла наклона шайбы гидронасоса  $\gamma_{шн}$  [7]:

$$e_H = \frac{\gamma_{шн}}{\gamma_{шн\_max}}; \tag{12}$$

$$0 \leq \gamma_{шн} \leq \gamma_{шн\_max}, \tag{13}$$

где  $\gamma_{\text{шн\_max}}$  – максимальный угол наклона шайбы гидронасоса.

Для бесступенчатого управления положением шайбы гидронасоса используется пропорциональное электрическое сервоуправление. Электрический сигнал  $I_{EK}$  передается на обмотку пропорционального электромагнитного клапана, который регулирует наклон диска аксиально-поршневого гидронасоса. Динамику перемещения шайбы гидронасоса с электрическим сервоуправлением можно описать дифференциальным уравнением [7]:

$$T_{\text{шн}} \frac{d\gamma_{\text{шн}}}{dt} + \gamma_{\text{шн}} = K_{EK} (I_{EK} - I_0), \quad (14)$$

где  $K_{EK}$  и  $I_0$  – коэффициент передачи и начальный ток электромагнитного клапана;  $T_{\text{шн}}$  – постоянная времени сервопривода.

Математическая модель гидромотора может быть описана уравнениями [6]:

$$P_H = \frac{2\pi \left( M_M + J_M \frac{d\omega_M}{dt} \right)}{q_M \eta_{MM}}; \quad (15)$$

$$\omega_M = \frac{2\pi \cdot Q_H \cdot \eta_{OM}}{q_M}, \quad (16)$$

где  $q_M$  – рабочий объем гидромотора;  $\omega_M$  – угловая скорость вала гидромотора;  $J_M$  – момент инерции вращающихся масс, приведенный к валу гидромотора;  $M_M$  – крутящий момент силы на валу гидромотора;  $\eta_{OM}$ ,  $\eta_{MM}$  – объемный и механический КПД гидромотора соответственно.

На основе уравнений (8-16) можно представить математическую модель гидропередачи с пропорциональным электроуправлением по одному из каналов погружения винтовой сваи в виде структурной схемы (рис.4), составленной в программе Simulink [1]. Данная математическая модель гидроприводов вращения и подачи сваи позволяет проанализировать множество конструктивных параметров подсистемы при разработке САУ погружением винтовой сваи.

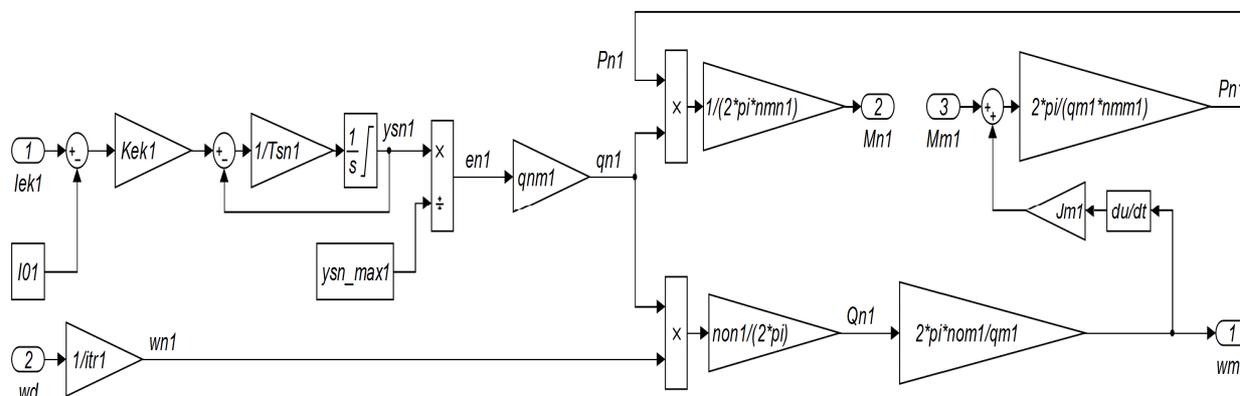


Рис. 4. Структурная схема математической модели гидропередачи

### Математическая модель механизма погружения

Для передачи вращательного и поступательного движения винтовой свае от

исполнительных гидромоторов в САУ применяется особый механизм погружения, расчетная схема которого представлена на рисунке 5 [2, 8].

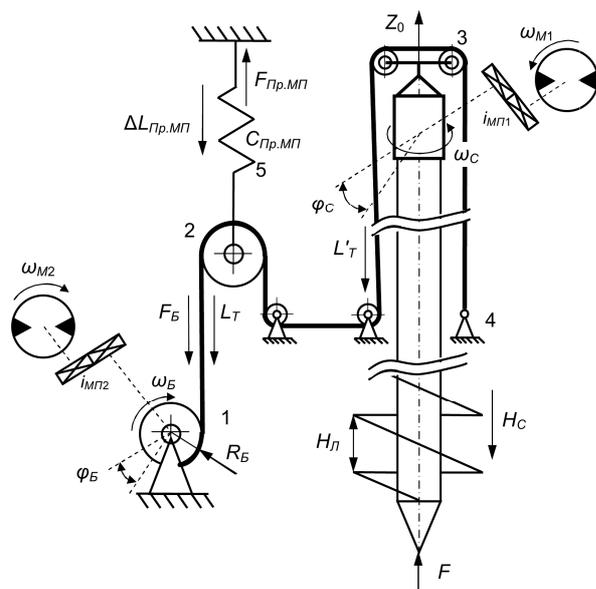


Рис. 5. Расчетная схема механизма погружения

Для равномерного погружения винтовой сваи в грунт за один оборот на шаг лопасти  $H_L$  необходимо найти зависимость между угловыми скоростями гидроприводов вращения –  $\omega_{M1}$  и подачи сваи –  $\omega_{M2}$ , составив математическое описание механизма погружения винтовой сваи.

Величина погружения сваи  $H_C$  равна сумме перемещений подвижных частей системы из условия нерастяжимости троса [5]:

$$2H_C = L'_T - L_T - 2\Delta L_{гр.мп}, \quad (17)$$

где  $L'_T$  – длина троса, проходящего через блок 3;  $\Delta L_{гр.мп}$  – деформации пружины 5 блока 2, под действием силы натяжения троса.

$$L_T = \varphi_B R_B = R_B \int_0^t \omega_B \cdot dt; \quad (18)$$

$$\omega_B = \frac{\omega_{M2}}{i_{МП2}}, \quad (19)$$

где  $R_B$  – радиус барабана лебедки натяжного троса привода подачи;  $\varphi_B$  – угол поворота барабана 1;  $i_{МП2}$  – передаточное отношение редуктора подачи сваи;  $\omega_B$  – угловая скорость барабана 1.

Требуемую величину заглубления сваи  $H_C$  при обороте вокруг своей оси на угол  $\varphi_C$  можно также определить исходя из шага лопасти винтовой сваи  $H_L$  [2]:

$$H_C = \frac{H_L \cdot \varphi_C}{2\pi} = \frac{H_L}{2\pi} \int_0^t \omega_C \cdot dt; \quad (20)$$

$$\omega_C = \frac{\omega_{M1}}{i_{МП1}}, \quad (21)$$

где  $i_{МП1}$  – передаточное отношение привода механизма погружения для вращения сваи;  $\omega_C$  – угловая скорость вращения сваи.

Приравняв уравнения (17) и (20) с учетом (18 – 21), получим уравнение [2]:

$$\omega_{M2} = \frac{H_L \cdot \omega_{M1} \cdot i_{МП2}}{\pi \cdot R_B \cdot i_{МП1}} + \frac{2 \cdot i_{МП2}}{R_B} \cdot \frac{d\Delta L_{гр.мп}}{dt}. \quad (22)$$

Полученная зависимость угловой скорости гидромотора подачи от угловой скорости гидромотора вращения сваи позволит синхронизировать скорости вращения и подачи сваи с учетом изменяющейся вертикальной нагрузки.

Найдем величину  $\Delta L_{гр.мп}$  при равномерном заглублении сваи в грунт, из условия нерастяжимости троса [5]:

$$\Delta L_{гр.мп} C_{гр.мп} = F_{гр.мп} = F, \quad (23)$$

где  $C_{гр.мп}$  – коэффициент жесткости пружины 5;  $F_{гр.мп}$  – сила упругой деформации пружины;  $F$  – сила сопротивления погружению сваи в грунт.

Моменты сил сопротивления, приложенные к валам гидромоторов вращения и подачи сваи  $M_{M1}$  и  $M_{M2}$ , будут определяться из следующих зависимостей:

$$M_{M1} = \frac{M}{i_{МП1}}; \quad (24)$$

$$M_{M2} = \frac{F_B \cdot R_B}{i_{МП2}} = \frac{F \cdot R_B}{2 \cdot i_{МП2}}. \quad (25)$$

Представленное математическое описание механизма погружения винтовой сваи позволило определить зависимость между угловыми скоростями гидроприводов вращения и подачи сваи, а также дает возможность проводить анализ конструктивных параметров механизма погружения.

#### Математическая модель блока управления

Для поддержания оптимальной загрузки двигателя достаточно регулировать активный момент силы на его валу  $M_d$ . Для равномерного погружения винтовой сваи в грунт за один оборот на шаг лопасти  $H_L$  необходимо управлять скоростями исполнительных гидромоторов вращения  $\omega_{M1}$  и подачи сваи  $\omega_{M2}$  [2].

Для автоматического управления погружением винтовой сваи блоку управления необходимо владеть информацией о значениях следующих величин: момент силы на валу ДВС  $M_d$ ; скорости исполнительных гидромоторов  $\omega_{M1}$  и  $\omega_{M2}$ ; перемещение подпружиненного блока механизма погружения  $\Delta L_{гр.мп}$ , так же

являющегося индикатором силы сопротивления погружению сваи в грунт  $F$  [2].

САУ погружением винтовой сваи состоит из следующих элементов:

1. Датчики:

- активного момента силы на валу ДВС  $M_D$ ;

- частоты (угловой скорости) гидроприводов вращения  $\omega_{M1}$  и подачи  $\omega_{M2}$  сваи;
- перемещения подпружиненного блока механизма погружения  $\Delta L_{Пр.МП}$ .

2. Электронный блок управления:

- элементы преобразования, выполняющие необходимые преобразования полученных с датчиков сигналов;

- элементы индикации и сигнализации о превышении предельно допустимых параметров;

- вычислительные элементы, выдающие сигналы рассогласования заданных и действительных значений регулируемых величин.

Данный блок управления имеет два контура управления:

- стабилизация активного момента силы на валу ДВС  $M_D$  в соответствии с оптимальным моментом;

- синхронизация угловых скоростей гидроприводов вращения и подачи сваи  $\omega_{M1}$  и  $\omega_{M2}$  в соответствии с условием равномерного погружения сваи и компенсации вертикальной силы реакции грунта на законечник сваи.

Для первого контура управления сигнал рассогласования активного момента силы на валу ДВС  $\Delta M_D$  описывается следующей зависимостью:

$$\Delta M_D = M_{D\_Зад} - M_{D\_Изм}, \quad (26)$$

где  $M_{D\_Изм}$  – измеренное значения момента силы на валу ДВС;  $M_{D\_Зад}$  – заданное оптимальное значение момента силы на валу ДВС.

Тогда скорость изменения управляющего сигнала  $I_{EK1}$  на увеличение или уменьшение параметра регулирования  $e_{H1}$  привода вращения формируется в зависимости от сигнала рассогласования моментов сил на валу ДВС  $\Delta M_D$ :

$$T_{шн1} \frac{dI_{EK1}}{dt} = \Delta M_D \frac{I_{EK\_max1}}{M_{D\_Зад}}; \quad (27)$$

$$0 \leq I_{EK1} \leq I_{EK\_max1}, \quad (28)$$

где  $I_{EK\_max1}$  – максимальный ток управления сервоприводом насоса вращения сваи.

Для второго контура управления сигнал рассогласования угловой скорости гидропривода подачи сваи  $\Delta \omega_{M2}$  будет:

$$\Delta \omega_{M2} = \omega_{2\_Зад} - \omega_{2\_Изм}, \quad (29)$$

где  $\omega_{2\_Зад}$  и  $\omega_{2\_Изм}$  – заданное и измеренное значение угловой скорости гидропривода подачи сваи;  $I_{EK\_max1}$  – максимальный ток управления сервоприводом насоса.

Значение  $\omega_{M2\_Зад}$  будет определяться исходя из полученной функциональной зависимости от угловой скорости вращения сваи  $\omega_{M1\_Изм}$  и перемещения подпружиненного блока механизма погружения  $\Delta L_{Пр.МП}$ :

$$\omega_{M2\_Зад} = K_M \cdot \omega_{M1\_Изм} + K_L \cdot \frac{d\Delta L_{Пр.МП\_Изм}}{dt}; \quad (30)$$

$$K_M = \frac{H_L \cdot i_{МП2}}{\pi \cdot R_B \cdot i_{МП1}}; \quad (31)$$

$$K_L = \frac{2 \cdot i_{МП2}}{R_B}. \quad (32)$$

Тогда скорость изменения управляющего сигнала  $I_{EK2}$  на увеличение или уменьшение параметра регулирования  $e_{H2}$  привода подачи будет определяться в зависимости от сигнала рассогласования по угловой скорости гидропривода подачи сваи  $\Delta \omega_{M2}$ :

$$\frac{dI_{EK2}}{dt} = \frac{\Delta \omega_{M2} \cdot I_{EK\_max1}}{2\pi}; \quad (33)$$

$$0 \leq I_{EK2} \leq I_{EK\_max2}. \quad (34)$$

где  $I_{EK\_max2}$  – максимальный ток управления сервоприводом насоса подачи сваи.

Данная схема содержит блок автоматической остановки моделирования при достижении сваей заданной глубины:

$$H_{C\_Изм} \geq H_{C\_Зад}. \quad (35)$$

Вычисление текущей глубины погружения сваи производится в блоке управления согласно зависимостям (17 – 19):

$$H_{C\_Изм} = \frac{R_B}{2 \cdot i_{МП2}} \int_0^t \omega_{M2\_Изм} \cdot dt - \Delta L_{Пр.МП\_Изм}. \quad (36)$$

На основании зависимостей (26 – 36) в среде MATLAB-Simulink была составлена структурная схема математической модели блока управления системы (рис. 6).

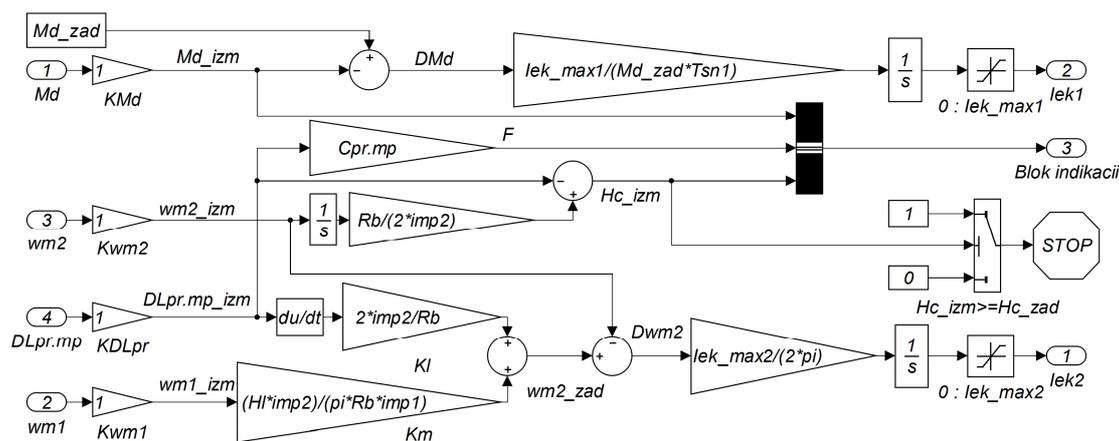


Рис. 6. Структурная схема математической модели блока управления

### Заключение

Таким образом, общая математическая модель САУ является совокупностью моделей отдельных подсистем и пригодна для компьютерного моделирования. Предлагаемая структура и математическая модель САУ погружением винтовой сваи позволяет проводить анализ и синтез системы на этапе проектирования.

### Библиографический список

1. Крутов, В.И. Автоматическое регулирование и управление двигателями внутреннего сгорания [Текст]: учебник / В.И. Крутов. – 5-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1989. – 416 с.
2. Денисова, Е.Ф. Система автоматизации проектирования основных параметров устройства управления погружением винтовой сваи [Текст]: дис. ... канд. техн. наук / Е.Ф. Денисова. – Омск: СибАДИ, 2011. – 146 с.
3. Арнольд, В.И. Математические методы классической механики [Текст]: учеб. пособие / В.И. Арнольд. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Наука, 1989. – 472 с.
4. Расчет и проектирование строительных и дорожных машин на ЭВМ / Под ред. Е.Ю. Малиновского. – М.: Машиностроение, 1980. – 216 с.
5. Ануфриев, И.Е. MATLAB 7 [Текст]: учебник / И.Е. Ануфриев, А.Б. Смирнов, Е.Н. Смирнова. – СПб.: БХВ-Петербург, 2005. – 1104 с.
6. Федорец, В.А. Гидроприводы и пневмоавтоматика станков [Текст]: учеб. пособие / В.А. Федорец, М.Н. Педченко, А.Ф. Пичко, Ю.В. Пересадко, В.С. Лысенко. – Киев: Высшая школа. Главное изд-во, 1987. – 375 с.
7. Наземцев, А.С. Пневматические и гидравлические приводы и системы. Часть 2 [Текст]: учеб. пособие / А.С. Наземцев, Д.Е. Рыбальченко. – Москва: «Форум», 2007. – 304 с.
8. ГОСТ 2.782 – 96 (ИСО 1219 – 91). ЕСКД. Обозначения условные графические. Машины гидравлические и пневматические. Введен 01.01.1998. – Москва: Изд-во стандартов, 2002. – 11 с.

### THE SYSTEM OF AUTOMATIC CONTROL OF A SCREW PILE SINKING

I.V. Lazuta, E.F. Lazuta

**Abstract.** This article provides the structure and mathematical description of the system of automatic control of a screw pile sinking. The structure of the system is represented as a scheme with parametric relations between the blocks. The authors have proposed a mathematical model of a system consisting of separate subsystems' models, for which there are provided calculated schemes and differential equations. Considerable attention in the presented mathematical model is paid to the dependencies between the plurality of structural parameters of the system.

**Keywords:** automatic system, control, screw pile, piling mechanism, hydraulic transmission, differential equation.

### References

1. Krutov V.I. *Avtomaticheskoe regulirovanie i upravlenie dvigatelej vnutrennego sgoranija* [Automatic regulation and control of internal combustion engines]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1989. 416 p.
2. Denisova E.F. *Sistema avtomatizacii proektirovanija osnovnykh parametrov ustrojstva upravlenija pogruzeniem vintovoj svai*. Diss. kand. tekhn. nauk [System of computer-aided engineering basic parameters of a device controlling a screw pile sinking]. Omsk, SibADI Publ., 2011. 146 p.
3. Arnold V.I. *Matematicheskie metody klassicheskoy mehaniki* [Mathematical methods of classical mechanics]. Moscow, Nauka Publ., 1989. 472 p.
4. Malinovskiy E.Y. *Raschet i proektirovanie stroitel'nykh i dorozhnykh mashin na JeVM* [Calculation and design of building and road machines on a computer]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1980. 216 p.
5. Anufriev I.E., Smirnov A.B., Smirnova E.N. *MATLAB 7* [MATLAB 7]. St. Petersburg, BHV-Petersburg Publ., 2005. 1104 p.
6. Fedorets V.A., Pedchenko M.N., Pichko A.F., Peresadko Y.V., Lysenko V.S. *Gidroprivody i*

*gidropnevmoavtomatika stankov* [Hydraulic circuits, hydraulic and pneumatic control systems of machines]. Kiev. High School Publ., 1987. 375 p.

7. Nazemcev A.S., Rybal'chenko D.E. *Pnevmaticheskie i gidravlicheske privody i sistemy. Chast' 2* [Pneumatic and hydraulic circuits and systems. Part 2]. Moscow, Forum Publ., 2007. 304 p.

8. GOST 2.782 – 96. *ESKD. Oboznachenija uslovnnye graficheskie. Mashiny gidravlicheskie i pnevmaticheskie* [State standart ISO 1219 – 91. ESKD. Graphical symbols. Hydraulic and pneumatic machinery]. Introduced 01/01/1998. Moscow: House of Standards Publ., 2002. 11 p.

*Лазута Иван Васильевич (Россия, Омск) – кандидат технических наук, доцент кафедры «Автоматизация производственных процессов и электротехника» ФГБОУ ВПО «СибАДИ» (644080, г. Омск, пр. Мира, 5, 2.368, e-mail: livne@mail.ru).*

*Лазута Екатерина Федоровна (Россия, Омск) – кандидат технических наук, доцент кафедры «Механика» ФГБОУ ВПО «СибАДИ» (644080, г. Омск, пр. Мира, 5, 2.364, e-mail: lazutaef@mail.ru).*

*Lazuta Ivan Vasilievich (Russian Federation, Omsk) – candidate of technical science, associate professor of the department "Automation of production processes and electrical engineering" of The Siberian State Automobile and Highway Academy (SibADI) (644080, Omsk, Mira st., 5, e-mail: livne@mail.ru).*

*Lazuta Ekaterina Fedorovna (Russian Federation, Omsk) – candidate of technical science, associate professor of the department "Mechanics" of the Siberian State Automobile and Highway Academy (SibADI) (644080, Omsk, Mira st., 5, e-mail: lazutaef@mail.ru).*

УДК 621.89:621.436

### АЛГОРИТМ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ОСТАТОЧНОГО РЕСУРСА МОТОРНОГО МАСЛА

А. П. Серков, С. В. Корнеев

Омский государственный технический университет (ОмГТУ), Россия, г. Омск.

**Аннотация.** Приводится алгоритм методики определения остаточного ресурса моторного масла автомобильного транспорта. Методика диагностирования моторных масел основана на технологиях оценки диагностических параметров системы «двигатель – моторное масло» методами капельной пробы и последующей цифровой обработке хроматограмм капельной пробы.

**Ключевые слова:** моторное масло, остаточный ресурс, автомобильный транспорт, капельная проба, цифровая обработка.

#### Введение

В соответствии с современными требованиями работоспособность моторных масел оценивается по браковочным показателям: вязкость, кинематическая вязкость, щелочное число, кислотное число, водородный показатель (рН), содержание нерастворимых примесей (осадка), диспергирующие свойства, температура вспышки в открытом тигле, содержание воды [1]. Диспергирующим свойством масла называется его способность препятствовать слипанию углеродистых частиц и удерживать их в состоянии устойчивой суспензии без выпадения шлама и образования отложений [1,2].

#### Описание алгоритма определения остаточного ресурса моторного масла

В практике технической диагностики двигателей экспресс-методы оценки диагностических параметров системы «двигатель – моторное масло» методом

капельной пробы по внешнему виду позволяют определять диспергирующие свойства (ДС) моторного масла по соотношению диаметров его ядра и диффузии. Одним из рекомендованных средств экспресс-диагностики, в котором используется метод капельной пробы, является лаборатория экспресс-анализа качества и состояния моторных масел и рабочих жидкостей гидросистем ЛАМА-7.

Визуальная (субъективная) оценка и недостаточная точность определения количественного показателя ДС не позволяют выполнять достоверные оценки. Методика диагностирования и определения остаточного ресурса моторного масла [3,4] основана на технологиях оценки диагностических параметров системы «двигатель – моторное масло» методами капельной пробы и последующей цифровой обработкой хроматограмм капельной пробы. Методика выполняется согласно алгоритма (рис. 1).