

*В.С. Хілов, канд.техн.наук, О.Я. Сухарєв, В.Ю. Сімейкіна*  
(Україна, Дніпропетровськ, Національний гірничий університет)

## **СТРУКТУРНА СХЕМА ПНЕВМОТРАНСПОРТНОЇ СИСТЕМИ БУРОВОГО ВЕРСТАТА СБШС – 250Н ЯК ОБ'ЄКТА КЕРУВАННЯ**

### **Вступ**

З метою виконання вимог стосовно зниження енергоспоживання в гірничій промисловості, що відповідають державній програмі з енергозбереження, виконується розробка та впровадження енергозберігаючих систем електропривода. Для відкритих гірничих робіт один з основних споживачів електричної енергії – буровий верстат. У свою чергу на буровому верстаті встановлений привідний двигун компресорної установки, який є найбільшим споживачем електроенергії. Під час розробки енергозберігаючої системи керування приводом компресора виникла необхідність в математичній моделі пневмотранспортної системи бурового верстата.

### **Мета та завдання досліджень**

Мета даного дослідження – отримання математичного опису процесів, що відбуваються в елементах пневмосистеми бурового верстата з подальшим створенням відповідної структурної схеми, яка дозволить виконувати імітаційне моделювання процесів. Спираючись на результати імітаційного моделювання можливих режимів продувки свердловини, буде створена енергозберігаюча система керування привідним двигуном компресорної установки.

### **Постановка проблеми**

Існуюча структурна схема пневмосистеми бурового верстата [1] хоча і відображує сутність процесу виносу бурового шламу зі свердловини, але є непридатною для імітаційного моделювання процесів у елементах пневмосистеми бурового верстата. В роботі [2] наведена методика розрахунку граничних параметрів компресорної установки бурового верстата, яка має оптимізаційний алгоритм для зменшення втрат енергії. Проте цей алгоритм не дозволяє отримати прийнятну структурну схему самої пневмотранспортної системи. До того ж більша частина розрахункових виразів була отримана емпірично для конкретних умов, що не виключає можливості виникнення похибки у випадку зміни умов буріння.

### **Результати досліджень**

При розробці структурної схеми були прийняті такі припущення:

1). Втрати повітря в елементах пневмосистеми є сталими. Це може відбутися тільки тоді, якщо вважати, що втрати повітря в повітропроводі та буровому поставі лишаються майже незмінними під час буріння і змінюються лише у разі його нарощування.

2). Приймаємо, що втрати повітря в затрубному просторі залишаються постійними. На даному етапі вважаємо, що повітря, виходячи з долота і проходячи по затрубному простору на денну поверхню, рівномірно втрачається через стінки свердловини. Такий підхід обумовлений тим, що втрати повітря в затрубному просторі є випадковою величиною, яка залежить від цілого ряду факторів, наприклад, міцності породи, її вологості, глибини свердловини, інакше кажучи – нездатні строгому математичному опису.

3). Витрати повітря на виході з компресора приймаються прямо пропорційними швидкості обертання роторів компресора (куту повороту роторів). Таке твердження є правильним виходячи з досить високої швидкості обертання роторів (приблизно 3000 об/хв) і наявності декількох порожнин стиску протягом одного оберту роторів, що практично нівелює пульсації повітряного потоку. Тому приймаємо, що фактична витрата повітря дорівнює теоретичній, тобто пропорційна швидкості обертання роторів [3]:

$$G_0 = (F_1 + F_2) \cdot L \cdot z_1 \cdot n_1,$$

де  $F_1, F_2$  – площа торцевого перетину гвинтової западини ведучого й веденого роторів відповідно,  $m^2$ ;  $L$  – довжина гвинтової частини роторів, м;  $z_1$  – число зубців ведучого ротора;  $n_1$  – швидкість обертання ведучого ротора, об/хв.

Усі величини, крім, постійні, тому можемо записати, що

$$G_0 = K_1 \cdot n_1,$$

де  $K_1 = (F_1 + F_2) \cdot L \cdot z_1$ .

Цей об'єм повітря компресор стискає від тиску  $P_{атм}$  до тиску  $P_1$ , що дорівнює внутрішньому ступеню стиску. Якщо мова йде як про заповнені і не заповнені мастилом гвинтові компресори, то варто врахувати той факт, що перетікання газу, який стискається, з порожнини нагнітання в порожнину всмоктування, відбувається під дією протитиску, що зменшує об'єм усмоктуваного компресором газу [4]. Перетоки повітря з нагнітання на всмоктування стають більш помітними у разі зменшення швидкості обертання роторів, що необхідно для регулювання режиму продувки свердловини [3,5].

У розглянутому випадку компресор заповнений мастилом, тому перетоки стисненого повітря з порожнини стиску на всмоктування практично не впливають на коефіцієнт подачі [6]. Блок компресор – ресивер будемо розглядати як одну ланку, оскільки ресивер, що виконує також роль масловіддільника, безпосередньо примикає до компресора. Таким чином, на вхід компресора надходить кількість повітря, пропорційна швидкості обертання вала приводного двигуна (привід безредукторний). Тиск на виході компресора буде пропорційним інтегралу різниці витрати повітря на вході компресора та на виході з ресивера. З виходу компресора повітря, що має тиск  $P_1$ , буде надходити в масловіддільник (ресивер). Структурна схема ланки компресор – ресивер наведена на рис. 1, де

$K_1$  – коефіцієнт, що характеризує конструктивні параметри компресора;  
 $K_2 = \frac{RT_1}{V_1}$  – коефіцієнт, що характеризує пропорційність тиску в ресивері різниці витрат на його вході та виході;  $R$  – стала Клапейрона;  $T_1$  – температура повітря в ресивері;  $V_1$  – об’єм ресивера;  $K_3$  – коефіцієнт, що характеризує пропорційність тиску, створюваного компресором, моменту опору на привідному двигуні;  
 $K_4$  – коефіцієнт, що характеризує масу стисненого повітря, яке знаходиться в ресивері;  $K_5$  – коефіцієнт, що характеризує втрати витрати повітря в компресорі та ресивері.

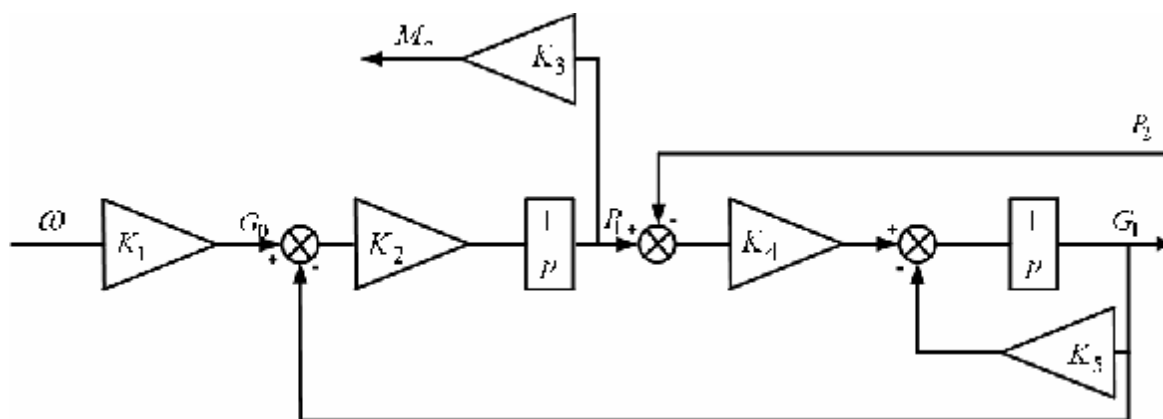


Рис.1. Структурна схема ланки компресор – ресивер

Надійшовши у ресивер, повітря матиме тиск, пропорційний різниці масових витрат на його вході та виході. Масова витрата повітря на виході з ресивера, у свою чергу, пропорційна різниці тисків на його вході та у буровому поставі [7]. Це дає можливість представити ресивер у вигляді аперіодичної ланки.

Таке твердження буде справедливим, якщо прийняти до уваги те, що процеси в ресивері можна вважати ізотермічними через їхню швидкоплинність [7, 8]:

$$V \frac{dg}{dt} = G_1 - G_2, \quad (1)$$

де  $g$  – питома вага газу в ресивері;  $G_1$  – масова витрата повітря на вході у ресивер;  $G_2$  – масова витрата повітря на виході з ресивера.

Таким чином, ресивер, що зображений на рис.1, представлений пропорційною та аперіодичною ланками і відповідно на його вході виникає різниця тисків повітря  $DP_1 = P_1 - P_2$ .

З ресивера повітря, що має тиск  $P_1$ , по повітропроводу надходить у буровий постав, на вході в який встановлюється витрата повітря  $G_1$ . Тиск  $P_2$  у буровому поставі буде дорівнювати інтегралу різниці витрат повітря у буровому

поставі та у долоті з урахуванням коефіцієнта  $K_6 = \frac{RT_2}{V_2}$ , що характеризує обсяг повітропроводу й бурового поставу  $V_2$ , а також температуру водно-повітряної суміші  $T_2$ . Відповідно шарошкове долото повинне бути представлене аперіодичною ланкою, на вході якої виникає різниця тисків повітря  $\Delta P_2 = P_2 - P_3$ , а на виході буде витрата повітря на шарошці  $G_3$ . Структурна схема повітропроводу та бурового ставу представлена на рис. 2, де  $K_6$  – коефіцієнт, що характеризує залежність між тиском повітря у буровому поставі  $P_2$  та об'ємами повітропроводу та бурового поставу  $V_2$ , а також температурою водно-повітряної суміші  $T_2$ ;  $K_7$  – коефіцієнт, що характеризує масу водно-повітряної суміші;  $K_8$  – коефіцієнт, що характеризує втрати повітря у повітропроводі та буровому поставі.

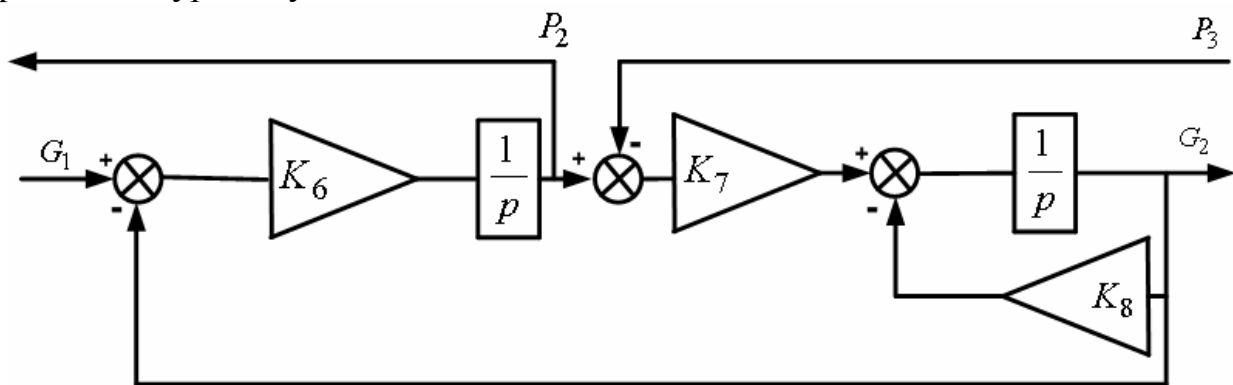


Рис.2. Структурна схема ланки повітропровід – буровий постав

Тиск у свердловині  $P_3$  відповідно до виразу (1) буде пропорційним інтегралу різниці витрат повітря  $G_2 - G_3$ , де  $G_3$  – витрата повітря на виході зі свердловини. Структурна схема, що відображує процеси, які протікають у свердловині, представлена на рис. 3.

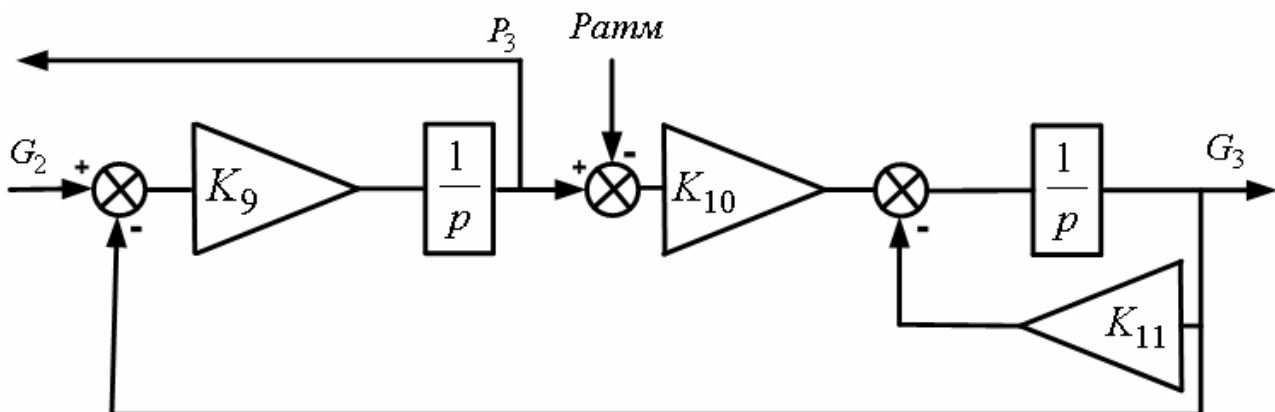


Рис.3. Структурна схема ланки свердловина

Тут  $K_9 = \frac{RT_3}{V_3}$  – коефіцієнт, що характеризує залежність між тиском повітря у буровому поставі  $P_3$  та об'ємами повітропроводу і бурового поставу  $V_3$ , а також температурою водно-повітряної суміші  $T_3$ ;  $K_{10}$  – коефіцієнт, що характеризує сумарну масу повітря, що подається в буровий постав, води і бурового шламу;  $K_{11}$  – коефіцієнт, що характеризує втрати повітря в свердловині за рахунок витоків.

За умов таких припущень можливо одержати якісну картину виносу бурового шламу. Для більш точної оцінки необхідно врахувати два фактори:

1). Момент інерції, створюваний роторами компресора у випадку, якщо він порівнянний з моментом інерції ротора привідного двигуна.

2). Втрати повітря через стінки свердловини, що істотно зростають у м'яких породах на максимальній глибині буріння.

Однак дана схема може бути використана для імітаційного моделювання з метою попередньої оцінки процесу виносу бурового шламу з використанням пакету MATLAB з метою знаходження оптимальних параметрів продувки свердловини.

### Список літератури

1. Жуковский А.А., Нанкин Ю.А., Сушинский В.А. Привод и системы управления буровых станков для карьеров. – М.: Недра, 1990. – 233 с.
2. Перетолчин В.А. Расчет параметров и показателей работы пневмотранспортных систем буровых станков: Учебн. Пособие. – Иркутск: Иркут. политехн. ин-т, 1982. – 80 с.
3. Андреев П.А. Винтовые компрессорные машины. – Л.: Судпромгиз, 1961. – 252 с.
4. Сакун И.А. Винтовые компрессоры. Основы теории, расчет, конструкция. – Л.: Машиностроение, 1970. – 400 с.
5. Хилов В.С. Сухарев А.Я. Состояние и пути совершенствования электромеханического комплекса компрессора бурового станка. // Гірнична електромеханіка та автоматика: Наук.-техн. зб. – 2006. – Вип. 77. – С. 120-125.
6. Хлумский В. Ротационные компрессоры и вакуум-насосы. – М.: Машиностроение, 1971. – 128 с.
7. Иринг Ю. Проектирование гидравлических и пневматических систем. – Л.: Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1983. – 363 с.
8. Иващенко Н.Н. Автоматическое регулирование. Теория и элементы систем: Учебник для вузов. – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1978. – 736 с.