

**ОПРЕДЕЛЕНИЕ УСКОРЕНИЙ И СИЛ ИНЕРЦИИ
ПРИ ВРАЩЕНИИ ВАЛКОВ ВИБРАЦИОННОГО КЛАССИФИКАТОРА**

У статті представлено результати досліджень із визначення прискорень і сил інерції при обертанні валків вібраційного класифікатора. Встановлено величини прискорень і значення переносної сили інерції при відносному русі валка навколо осі.

**ACCELERATION AND INERTIA FORCES DETERMINATION
AT ROTATION OF VIBRATING CLASSIFIER ROLLS**

The article presents findings on acceleration and inertia force determination at rotation of vibrating classifier rolls. Values of acceleration and force of moving space are specified at relative roll movement about axis.

Созданная новая конструкция валкового классификатора вибрационного типа [1, 2] прошла промышленные испытания и показала высокие эффективность и работоспособность при классификации мелкой горной массы повышенной влажности [3]. Установлены зависимости его технологических показателей от режимных, конструктивных параметров и свойств горной массы [4]. Для дальнейшего совершенствования классификатора этого типа необходимы исследования его кинематической схемы, динамики механизма с целью определения доминирующих сил и ускорений, а также конструктивных факторов, их определяющих.

Классификаторы валкового типа широко используются в горной промышленности за рубежом, однако в них не применяется привод вибрационного типа. Принцип работы и динамика предложенной новой конструкции существенно отличается от известных.

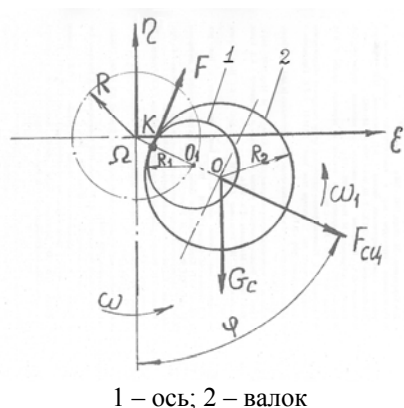
Отличительной особенностью валковых вибрационных классификаторов является отсутствие кинематической связи между вибровозбудителем и валками, которые установлены на параллельные оси, жестко связанные с коробом классификатора [5]. При этом диаметр валка в виде отрезка трубы значительно больше диаметра оси, и при работе инерционного вибровозбудителя его вращение вокруг оси вызвано инерционными силами на основе синхронизации, поскольку вибровозбудитель и валки установлены на одной жесткой раме с параллельными поперечными и общей продольной осью. В предыдущей работе рассматривалось движение осей валков [6], которые жестко связаны с коробом, и показано, что движение каждой из осей может происходить по круговой или эллиптической траектории относительно неподвижного, индивидуального для каждого валка, центра Ω . В настоящей работе рассматривается случай, когда ось 1 валка 2 (рис. 1) совершает движение по круговой траектории радиусом R . Показано положение валка 2 на оси 1 при нулевом запаздывании при вращении оси по кругу радиусом R с центром в точке Ω . Валок в сборе представляет собой круглую ось с радиусом R_1 и центром O_1 . Валок в виде кругового цилиндра

с радиусом R_2 и центром O .

Таким образом, при работе вибровозбудителя ось с центром O_1 и радиусом R_1 совершает вращение относительно начала Ω неподвижной системы координат $\Omega \xi_\eta$ по окружности радиусом R с угловой скоростью $\bar{\omega}$, направленной перпендикулярно плоскости чертежа. На ось надето кольцо с центром вращения O вокруг оси и радиусом R_2 . При этом $R_2 > R_1$. Контакт кольца с осью в точке K при сухом трении препятствует проскальзыванию кольца по оси, поэтому кольцо перекачивается по ней во время работы вибровозбудителя. Сила тяжести кольца G_c создает момент относительно точки контакта K (рис. 1), который стремится повернуть кольцо в такое положение, в котором этот момент станет равным нулю. В этом случае кольцо при вращении стремится занять такое положение, когда точки O_1 и O будут находиться на одной прямой, параллельной оси η , и сила тяжести будет проходить через точку K , которая сместится на прямую OO_1 . Именно в этом положении момент силы G относительно точки K будет равен нулю. Это положение валка под действием собственной силы тяжести изображено на рис. 2. В рассматриваемой системе отсутствуют внешние силы, которые могут препятствовать такому повороту кольца. Здесь, помимо силы тяжести G , присутствует сила трения F , но линия действия этой силы проходит через точку K , поэтому момент силы F относительно точки K равен нулю и наличие этой силы не оказывает никакого влияния на поворот кольца относительно точки K .

Таким образом, под воздействием внешних сил кольцо будет занимать положение, изображенное на рис. 2, а вращение кольца относительно оси может происходить только под действием сил инерции.

В приведенном анализе предполагалось, что вращение оси относительно центра Ω является переносным движением, но в реальном механизме классификатора такое вращение не полностью отражает поведение оси, поскольку на ось надета труба в виде валка, а ось, совершая круговые или эллиптические движения, не поворачивается относительно абсолютного центра вращения. В данном случае им является точка Ω .



1 – ось; 2 – валок

Рис. 1 – Положение валка и оси при нулевом запаздывании

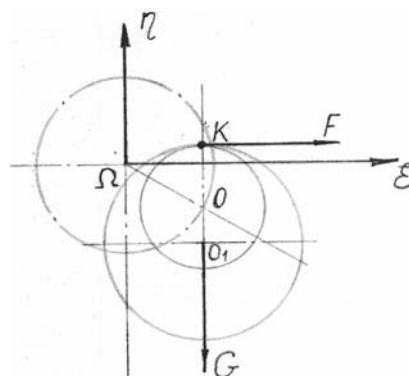


Рис. 2 – Положение оси и валка в статическом состоянии

Поэтому возникает необходимость ввести второе переносное движение в виде дополнительного вращения оси относительно центра O с угловой скоростью $\bar{\omega}$, т. е. вращение в сторону, противоположную вращению круга трубы относительно центра Ω . В таком случае, если в расчетной схеме ось относительно центра Ω вращается с угловой скоростью ω против часовой стрелки, т. е. вектор $\bar{\omega}$ направлен перпендикулярно чертежу, то относительно центра O ось должна вращаться с той же скоростью ω по часовой стрелке и вектор угловой скорости такого вращения будет равен $\bar{\omega}$ (рис. 3).

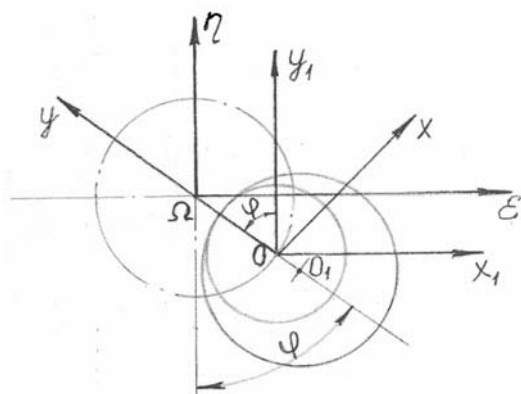


Рис. 3 – Расположение осей координат

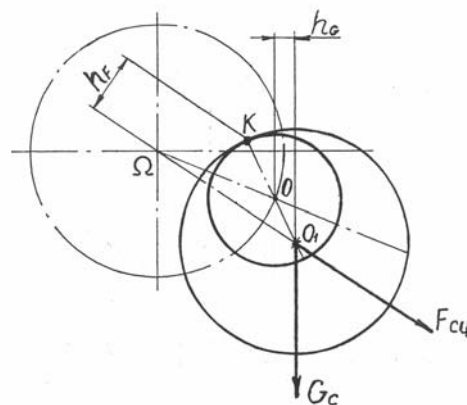


Рис. 4 – Точка контакта оси и вала при запаздывании

В то же время все точки кольца совершают поворот со скоростью ω относительно неподвижного центра Ω , поэтому во всех его точках возникают центробежные силы, равнодействующая которых F_{cy} приложена в центре масс кольца (точке O_1) и направлена вдоль радиуса ΩO_1 . В положении, изображенном на рис. 1, линия действия силы F_{cy} проходит через точку K . Поэтому момент силы F_{cy} относительно точки K равен нулю, т. е. момент, препятствующий действию момента от силы G , не возникает. Для создания такого момента должно происходить некоторое отставание во вращении кольца, которое изображено на рис. 4.

Тогда момент сил F_{cy} и G_c относительно полюса поворота K имеет вид

$$M_K = F_{cy} \cdot h_F - G_c h_G,$$

и в относительной системе координат Ox_1y_1 кольцо под воздействием этого момента по принципу Даламбера должно находиться в динамическом равновесии. В этом случае движение системы разделяется на два движения: переносное и относительное.

Переносное движение заключается во вращении всех точек системы относительно неподвижного полюса Ω с угловой скоростью ω против часовой стрелки. Угол поворота $\varphi(f)$ отсчитывается от отрицательной оси η против часовой

стрелки (рис. 1). При этом предполагается, что в начальный момент времени $t = 0$ система находится в самом нижнем положении, т. е. $\varphi(0) = 0$. Радиус-вектор r_M любой точки M системы относительно центра Ω будет иметь вид (рис. 5)

$$r_M = \xi_M \cdot i_0 - \eta_M \cdot j_0,$$

где i_0, j_0 – соответствующие орты осей ξ и η .

В соответствии с рис. 5 запишем: $\xi_M = r_M \sin \varphi$; $\eta_M = r_M \cos \varphi$, где $r_M = |r_M|$. Поэтому $r_M = r_M \cdot \sin \varphi \cdot i_0 - r_M \cdot \cos \varphi \cdot j_0$. Вектор переносной скорости V_{cM} точки M равен

$$V_{cM} = \bar{\omega} \cdot r_{cM}.$$

Он будет иметь направление, изображенное на рис. 5, и его модуль равен

$$|V_{cM}| = V_{cM} = \omega r_{cM}.$$

В рассматриваемом случае целесообразно связать с системой подвижную систему координат Ox_1y_1 с центром в центре оси (рис. 3) так, что она в переносном движении будет двигаться с системой как одно целое, т. е. в переносном движении перемещения точек системы относительно подвижной системы координат будут равны нулю. При $t = 0$ в соответствии с выбором начала отсчета для угла φ точка O будет иметь абсолютные координаты: $\xi_0 = 0$; $\eta_0 = -R$. В произвольный момент времени t координаты точки O , согласно полученным зависимостям, определятся выражением:

$$r_{eO} = R \cdot \sin \varphi \cdot i_0 - R \cdot \cos \varphi \cdot j_0.$$

В относительном движении (относительно системы координат Ox_1y_1) перемещение оси и кольца рассматриваем как движение двух самостоятельных тел. Относительное движение оси относительно полюса O с угловой скоростью $\bar{\omega}$ (т. е. по часовой стрелке), связанное с дополнительной системой координат Ox_1y_1 в любой момент времени t будет занимать положение, изображенное на рис. 3. В том случае ось X_1 будет параллельна оси ξ , а ось Y_1 – оси η . Относительно системы координат Ox_1y_1 любая точка оси P в произвольный момент времени будет занимать одно и то же положение. В таком случае, если X_{1P} и Y_{1P} – координаты точки оси P , то эти величины не зависят от t , т. е. они постоянны.

Относительно неподвижной системы координат $\Omega \xi \eta$ координаты точки оси P можно записать в виде (рис. 6):

$$\xi_P = R \cdot \sin \varphi + X_{1P}; \quad \eta_P = R \cdot \cos \varphi + Y_{1P},$$

и радиус-вектор точки P относительно центра Ω имеет вид

$$r_{eP} = (R \cdot \sin \varphi + X_{1P}) \cdot i_0 + (-R \cdot \cos \varphi + Y_{1P}) \cdot j_0.$$

Поэтому радиус-вектор точки P в терминах координат X_P и Y_P системы OXY запишется в виде

$$r_{eP} = ((R - Y_P) \sin \varphi + X_P \cos \varphi) \cdot i_0 + (-(R - Y_P) \cos \varphi + X_P \sin \varphi) \cdot j_0.$$

В относительном движении ось вращается независимо от кольца, т. е., вращаясь, она не увлекает за собой кольцо с помощью силы трения между ними в точке контакта, так как в реальном режиме происходит перекатывание кольца по окружности оси. В относительном движении кольца ось играет роль связи, причем односторонней, т. е. неудерживающей. Ось препятствует перемещению кольца в направлении своей внутренней нормали, позволяя кольцу беспрепятственно двигаться по направлению нормали внешней.

Само относительное движение кольца в установившемся режиме есть перекатывание внутренней окружности кольца по наружной окружности оси. При этом точка контакта кольца и оси K при таком перекатывании остается неподвижной, являясь центром относительного вращения. Поэтому граничная окружность оси есть относительной неподвижной центроидой, а внутренняя окружность кольца – относительной подвижной центроидой.

Представленная схема движения оси и кольца валка классификатора позволяет определиться с инерционными силами, которые воздействуют на кольцо в его относительном движении. Вследствие вращения кольца относительно точки Ω в его переносном движении в каждой точке кольца M будет возникать переносное ускорение $\bar{\omega}_{eM}$. Если разложить на составляющие вдоль орта n_M и ортогональному ему орту τ_M (рис. 7), то это ускорение примет вид

$$\bar{\omega}_{eM} = \omega_{er} \tau_M + \omega_{en} n_M.$$

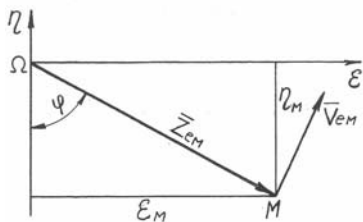


Рис. 5 – Вектор переносной скорости произвольной точки M

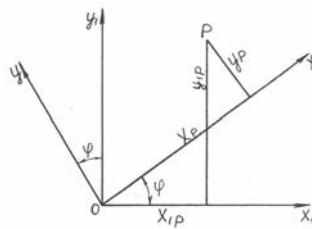


Рис. 6 – Координаты произвольной точки P

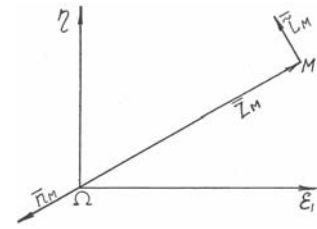


Рис. 7 – Орты в произвольной точке M

Причем следует учесть, что

$$\omega_{er} = r_M \varepsilon = r_M \frac{d\omega}{dt}; \quad \omega_{en} = r_M \cdot \omega^2,$$

где $r_M = |r_M|$.

Совокупность воздействия таких ускорений в каждой точке кольца эквивалентно приложению в центре тяжести кольца O переносного ускорения $\bar{\omega}_e$

$$\bar{\omega}_e = \omega_{e\tau} \cdot \tau_{01} + \omega_{en} n_{01}.$$

При соответствующем расположении ортов τ_{01} и n_{01} можно записать

$$\omega_{e\tau} = |\Omega O_1| \frac{d\omega}{dt}; \quad \omega_{en} = |\Omega O_1| \omega^2.$$

Поэтому на кольцо в относительном движении будет действовать переносная сила инерции

$$\Phi_e = \Phi_{e\tau} + \Phi_{en} = \Phi_{e\tau}(-\tau_{01}) + \Phi_{en}(-n_{01}),$$

где $\Phi_{e\tau} = m\omega_{e\tau}$; $\Phi_{en} = m\omega_{en}$; m – масса кольца.

Таким образом, установлены ускорения, переносные и относительные силы инерции при инерционном движении кольца валка вокруг оси вибрационного валкового классификатора. Дальнейшие исследования связаны с рассмотрением кориолисовой силы инерции в относительном движении кольца относительно точки K на оси валка.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Патент № 71721А. Україна. МКИ 7В 07В 1/14. Валковий класифікатор / Надутий В.П., Ягнюков В.Ф. Заявл. 29.09.03, Опубл. 15.12.04. Бюл. № 12.
2. Патент № 47329. Україна. МКИ В 07В 1/00. Валків класифікатор / Надутий В.П., Ягнюков В.Ф. Заявл. 10.08.09, Опубл. 25.01.10. Бюл. № 12.
3. Патент на корисну модель № 77434. Україна. МПК В07В 1/00. Валків класифікатор / Надутий В.П., Сухарев В.В., Ягнюков В.Ф. Заявл. 27.08.12, Опубл. 11.02.13. Бюл. № 3.
4. Надутый В.П. Результаты промышленной апробации валкового вибрационного грохота / В.П. Надутый, В.Ф. Ягнюков // Вібрації в техніці і технологіях : Всеукр. наук.-техн. журнал. – Вінниця, 2012. – Вип. 1(65). – С. 73-76.
5. Надутый В.П. Определение взаимного влияния комплекса параметров валковых вибрационных классификаторов / В.П. Надутый, В.П. Остапенко, В.Ф. Ягнюков // Вібрації в техніці та технологіях: Всеукр. наук.-техн. журнал. – Вінниця. – Вип. 1(43). – 2006. – С. 97-100.
6. Надутый В.П. Валковый вибрационный классификатор для трудногрохотимых материалов / В.П. Надутый, В.Ф. Ягнюков // Збагачення корисних копалин: Наук.-техн. зб. / Національний гірничий університет. – Дніпропетровськ. – Вип. 25(66)-26(67). – 2006. – С. 37-39.
7. Надутый В.П. Исследование характера движения осей рабочих элементов валкового вибрационного классификатора / В.П. Надутый, В.Ф. Ягнюков // Вібрації в техніці та технологіях: Всеукр. наук.-техн. журнал. – Вінниця. – Вип. 1(69). – 2013. – С. 16-20.

**ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ МОБІЛЬНОЇ СИСТЕМИ
КОНТРОЛЮ ВІБРАЦІЇ СВЕРДЛОВИННОЇ ШТАНГОВОЇ НАСОСНОЇ
УСТАНОВКИ**

Методи контролю вібрацій скважинної штангової насосної установки (СШНУ) являються несовершенними. Наприклад, это касается разрушения зубчатых пар редукторов СШНУ, эти явления весьма часто имеют место в повседневной практике. Для совершенствования контроля вибраций СШНУ мобильной системой контроля (МСК) предложено повысить точность контроля с использованием метода компенсации уравнивающим сигналом от помех посредством использования МСК. Точность предложенного метода определяется стабильностью работы обратной связи, входного и выходного элементов МСК. С целью повышения достоверности контроля вибрации сигнал поступающий сравнивают с компенсирующим сигналом, причем сравнение осуществляется методом преобразования (компенсации) сигнала, который уравнивает с помощью гибкой обратной связи, в результате чего происходит компенсация погрешностей. МСК повышает точность контроля благодаря подключению датчиков к МСК, выполненного по компенсационной схеме (с обратным преобразователем и преобразователем неравновесия). Были проведены исследования экспериментальной МСК, подтверждающие правильность решения.

**EXPERIMENTAL RESEARCHES OF MOBILE CONTROL SYSTEM OF
VIBRATION OF THE HOLE SUCKER-ROD PUMP UNIT**

Today, methods of vibration control of the sucker-rod pumping units (SRPU) are imperfect. In particular, it concerns destruction of the reducer gear pairs in the SRPU, which very often occurs in daily practice. To improve the SRPU vibration control, it is proposed to upgrade accuracy of control by using method of interference compensation by counterbalance signal with the help of mobile control systems (MCSs). The accuracy of this method is determined by stability of the MSC feedback and input and output elements. In order to improve reliability of the vibration control, incoming signal is compared with compensating signal. The comparison is carried out by transformation (compensation) of the signal which is counterbalanced through the flexible feedback resulting in error compensation. The MCS improves the control accuracy thanks to the sensors connected to the MCS by compensation scheme (with the inverse converter and disbalance converter). The experimental MSC was tested, and it confirmed correctness of the solution.

Видобування нафти за допомогою свердловинної штангової насосної установки (СШНУ) охоплює понад 65% діючого фонду свердловин в Україні. Більша частина СШНУ експлуатується понад нормативний термін (20-30 років), мають місце численні відмови і аварії, кількість яких постійно зростає. В роботі [1] розглядаються діагностичні моделі, методи та засоби діагностування технічного стану СШНУ. Описано основні принципи побудови систем контролю стану СШНУ, та показано, що методи контролю вібрацій СШНУ не є досконалими. Методи контролю вібрацій СШНУ є недосконалими. Наприклад, це стосується руйнування зубчастих пар редукторів СШНУ, ці явища досить часто мають місце в повсякденній практиці. Тому актуальною є проблема визначення стану СШНУ за непрямими ознаками. При цьому серед великого числа непрямих ознак треба вибрати такі, які дозволили б знаходити стан СШНУ з достатньою мірою точності. Практичним критерієм придатності ознаки - сигналу