

Bazhenov, V. A., Gulyar, O. I., Saharov, O. S., Topor, A. G. (1993). Poluanaliticheskiy metod konechnykh ehlementov v mekhanike deformiruemykh tel. Kiev: NIISM, 376. **6.** Bloh, V. I. (1964). Teoriya uprugosti. Kharkov: Izd. Kharkov. Gos. Universiteta, 484. **7.** Bazhenov, V. A., Gulyar, O. I., Piskunov, S. O., Andriievskiy, V. P. (2006). Algoritm rozv'yazannya prostorovoi zadachi termov'yazkopruzhnoplastichnosti prizmatichnih til z urahuvannyam poshkodzhenosti. Opir materialiv i teoriya sporud, 78, 3–17. **8.** Kovalenko, A. D. (1970). Osnovy termouprugosti. Kiev : Nauk. dumka, 204. **9.** Kozlov, I. A., Gorodeckij, V. N., Leshchenko, V. M., Fomichev, V. I. (1972). Prochnost' rabochih koles turbomashin. Kiev : Naukova dumka, 215. **10.** Bazhanov, V. L., Goldenblat, I. I., Nikolaenko, N. A., Sinyukov, A. M. (1969). Raschet konstrukcij na teplovoe vozdeystviya. Moscow : Mashinostroenie, 600.

Надійшла (received) 11.04.2015

УДК 62-663.7 (045)

В. И. РЫНДЯЕВ, канд. техн. наук, доц., УИПА, Харьков

ПУТИ ПОВЫШЕНИЯ РАБОТОСПОСОБНОСТИ ВЫТАЛКИВАЮЩЕГО УСТРОЙСТВА КОКСОВЫТАЛКИВАТЕЛЯ

Создание выталкивающего устройства, основные параметры и конструктивные решения которого обеспечивают повышенный уровень работоспособности за счет снижения нетехнологических нагрузок, является актуальной задачей. Исследовано выталкивающее устройство коксовыталкивателя. Изучено формирование величины эквивалентных нагрузок с учетом слеживаемости кокса. Проанализировано влияние конструктивных решений выталкивающего устройства на снижение уровня действующих нагрузок.

Ключевые слова: выталкивающее устройство, динамические нагрузки, конструкция.

Введение. Особенностью коксохимического производства является непрерывная работа технологического оборудования. Это приводит к высокой напряженности деталей и узлов коксовых машин.

Современному машиностроению удастся повышать уровень допустимых напряжений деталей при расчетах на выносливость, однако расход запчастей увеличивается и число отказов не уменьшается.

Одной из причин такого неблагоприятного положения является появление в машинах нетехнологических нагрузок, в 3-4 раза превосходящих установившиеся технологические. Особенно возросли динамические нагрузки.

Создание работоспособных машин для коксохимического производства в условиях интенсивно действующих нагрузок и увеличивающееся в них доли нетехнологических стало острой проблемой, от решения которой в значительной мере зависят технико-экономические показатели коксохимиков.

Анализ эксплуатационных условий, в которых работает коксовое оборудование, показывает, что наиболее напряженными в работе являются детали и узлы выталкивающего устройства коксовыталкивателя [1-6].

Поэтому создание выталкивающего устройства, основные параметры и конструктивные решения которого обеспечивают повышенный уровень работоспособности за счет снижения нетехнологических нагрузок, является актуальной задачей.

Анализ причин отказов оборудования. По данным ремонтных служб коксохимических заводов отказы деталей и узлов машин являются причиной более чем 50% внеплановых простоев оборудования. Основными видами этих отказов являются усталостные разрушения. Рабочие поверхности деталей практически

всех эксплуатирующихся выталкивающих устройств подвержены усталостному износу. Менее характерными являются отказы, вызванные пластическими деформациями различных деталей устройств.

Основной причиной отказов является высокая напряженность деталей устройств, вызванная возросшими энергосиловыми параметрами технологического процесса и значительными динамическими нагрузками [7-9]. Первое является естественным следствием интенсификации процесса, второе – динамической восприимчивостью узлов к возмущениям, связанными, в основном, с уплотнением кокса в печи.

Основными причинами роста динамической восприимчивости являются неблагоприятная компоновка схемы привода и увеличение зазоров в передачах из-за более интенсивного их износа.

Росту динамической восприимчивости все более противопоставляются преобразование расчетных схем, технологические мероприятия, снижающие эффект возмущения.

Широкие возможности в части снижения динамической восприимчивости устройств открываются за счет направленного влияния на его расчетную схему. В этом отношении важное значение имеет рациональный выбор параметров электродвигателей и соответствующая ориентация электропромышленности на их производство.

Отечественная электропромышленность, в отличие от ряда передовых зарубежных фирм, в настоящее время ориентируется на производство сравнительно низкоскоростных высокомоментных двигателей. Такая ориентация не позволяет использовать редукторы с рациональными передаточными числами, что ограничивает возможности направленного влияния на жесткости различных участков схемы устройства.

Важное значение имеет непосредственное влияние, которое может оказать конструктор, на реальные жесткости отдельных деталей устройства.

Широкое распространение начинает получать введение в схему устройства всевозможных амортизирующих и демпфирующих устройств, создание устройств для выборки зазоров. Идут поиски новых конструкций упругих элементов и муфт, обеспечивающих относительный поворот соединяемых узлов под действием динамических нагрузок.

Разработка критериев оценки рациональной схемы устройства. Многие проблемы создания работоспособного выталкивающего устройства могут быть решены путем рационального выбора схемного решения. Остановимся на более важных особенностях этих решений.

Отправным пунктом этого этапа работы является анализ и оценка возможности использования уже известных и апробированных схемных решений. Зачастую такие решения соответствуют поставленным задачам, и главным в этом случае является выбор рациональных параметров элементов устройства, обеспечивающих необходимый уровень работоспособности машины. Выбор из ряда решений наиболее рационального связано, в основном, с квалификацией конструктора, с его знанием различных разработанных критериев и схем.

Под созданием рациональной схемы устройства или выбором его рациональных параметров понимают разработку такого проектного решения, которое

наилучшим образом отвечает ряду предварительно сформулированных критериев.

Важнейшими критериями оценки схем выталкивающих устройств коксовыталкивателей, которые были использованы в настоящей работе, являются:

1. Критерий обеспечения параметров процесса и качественных показателей продукции.

2. Критерий работоспособности:

- запас прочности по максимальным нагрузкам
- запас прочности по эквивалентным нагрузкам
- критерий динамичности

3. Экономический критерий

Критерий обеспечения параметров процесса и качественных показателей продукции является исходным, контролирующим соответствие разработанной схемы устройства параметрам процесса и нормам точности, регламентируемым техническим заданием на проектируемое оборудование. Этот критерий не требует специальных обоснований. Очевидно, что создаваемое устройство и его параметры должны обеспечивать проектный диапазон скоростей, нормы точности продукции и т.п. В какой бы степени создаваемая схема устройства ни соответствовала бы другим критериям, она не имеет шансов на реализацию, если не соответствует рассматриваемому.

Понятие «работоспособность» является качественным, и для оценки работоспособности используются значения запасов прочности.

Рассмотрим ряд критериев работоспособности.

Запас прочности по максимальным нагрузкам является важнейшим критерием работоспособности. Его аналитическое описание имеет вид:

$$K_{\max} = \frac{T_{\max}}{T_i}, \quad (1)$$

где T_{\max} – значение максимальной допустимой по условиям пластичного разрушения нагрузки;

T_i – максимальное значение случайной нагрузки, которая может возникнуть в системе устройства.

Запас прочности по эквивалентным нагрузкам также является важным критерием работоспособности. Аналитически его можно выразить:

$$K_{\text{экв}} = \frac{T_y}{T_{\text{экв}}}, \quad (2)$$

где T_y – нагрузка, допускаемая по условиям сопротивления усталостному разрушению; $T_{\text{экв}}$ – эквивалентная нагрузка.

Оценка по этому критерию исключительно важна, т. к. именно отказы усталостного характера типичны для элементов устройства.

Для выталкивающего устройства коксовыталкивателя в связи со сложными режимами нагружения элементов устройства расчет эквивалентных нагрузок представляет определенную трудность как при проектировочной оценке, так и при оценке эксплуатирующегося оборудования. Еще более усложняет его необходимость учета все возрастающих динамических нагрузок [2].

В связи с этим целесообразно представить этот критерий в следующем виде:

$$K_{\text{экв}} = \frac{T_y}{T_{\text{экв.уст}}} \cdot \frac{1}{n_d} = \frac{K_{\text{экв.уст}}}{n_d}, \quad (3)$$

где $T_{\text{экв.уст}}$ – эквивалентная нагрузка, рассчитанная из условия действия только установившихся нагрузок; n_d – коэффициент динамичности; $K_{\text{экв.уст}}$ – запас прочности по эквивалентным нагрузкам спектра установившихся нагрузок.

Такое представление $K_{\text{экв.}}$ удобно, т. к. $K_{\text{экв.уст}}$ является функцией только статических параметров процесса и системы устройства, а n_d отражает реакцию системы устройства на возможные возмущения.

Коэффициент динамичности можно представить в виде:

$$n_d = \frac{T_{\text{экв.}i}}{T_{\text{экв.уст}}}, \quad (4)$$

где $T_{\text{экв.}i}$ – эквивалентная нагрузка, рассчитанная с учетом действия всех нагрузок, в т. ч. динамических.

Очевидно, что коэффициент n_d определяет роль динамических нагрузок в формировании эквивалентных. Используя его, можно перейти к оценке роли динамических нагрузок в снижении запасов прочности, долговечности и т. п.

Критерий динамичности имеет сложное аналитическое описание, так как должен учитывать особенности развития крутильных колебаний. По существу, в настоящее время отсутствует математическое описание оценки n_d применительно к элементам выталкивающего устройства.

Таким образом, показана ответственность динамических нагрузок за увеличение эквивалентных, и, следовательно, за возможные отказы.

Выводы. Первостепенное значение для оценки работоспособности выталкивающего устройства коксовыталкивателя имеют значения эквивалентных и максимальных нагрузок.

Классифицированы нагрузки, действующие в выталкивающем устройстве. Установлено, что на величины эквивалентных нагрузок наибольшее влияние оказывают характерные для выталкивающих устройств традиционных конструкций динамические загрузки, вызванные слеживаемостью кокса.

Предельные нагрузки, возникновение которых возможно при аварийных ситуациях, могут являться причинами отказов.

Список литературы: 1. *Непомнящий, И. Л.* Коксовые машины, их конструкции и расчеты [Текст] / *И. Л. Непомнящий*. – М.: Металлургиздат, 1963. – 388 с. 2. *Шепелев, И. Г.* Оборудование коксохимических заводов [Текст] / *И. Г. Шепелев*. – М.: Металлургия, 1966. – 332 с. 3. *Вирозуб, И. В.* Механическое оборудование коксохимических заводов [Текст] / *И. В. Вирозуб, Е. Я. Тахтамышев, М. В. Циперович*. – М.: Металлургиздат, 1952. – 292 с. 4. *Непомнящий, И. Л.* Механизация и автоматизация на коксохимическом заводе [Текст] / *И. Л. Непомнящий*. – М.: Металлургиздат, 1962. – 312 с. 5. *Караваяев, Н. М.* Машины и аппараты коксохимического производства [Текст] / *Н. М. Караваяев, И. Я. Пильский, И. Г. Шепелев*. – М.: Металлургиздат, 1955. – 288 с. 6. Справочник Коксохимика [Текст]: Т. I, II, III. – М.: Металлургия, 1964. 7. Штанга виштовхувального пристрою коксовиштовхувача [Текст]: Патент України на корисну модель № 87302 МПК С 10 В 33/10 (2006.01) Риндяев В. I.; Заявл. 19.02.2013; опубл. 10.02.2014. – Бюл. №3. 8. А.С. СССР № 962291, Кл. С 10 В 33/10. Устройство для выталкивания кокса из коксовых печей [Текст]: Филипенко Е. С. и др. Заявл. 19.11.1979; опубл. 30.09.1982. – Бюл. № 36. 9. А.С. СССР № 173698 А1, Кл. С 10 В 7/00. Штанга выталкивающего устройства коксовыталкивателя [Текст]: Чамов А. В., Рогозина Т. В. Заявл. 07.03.1989; опубл. 30.05.1992. – Бюл. № 20. 10. *Иванов, М. Н.* Детали

Bibliography (transliterated):1. *Nepomnyashhij, I. L.* (1963). Koksove mashiny, ix konstrukcii i raschety. *Moscow: Metallurgizdat*, 388.2. *Shepelev, I. G.* (1966). Oborudovanie koksoximicheskix zavodov. *Moscow: Metallurgiya*, 332.3. *Virozub, I. V., Taxtamyshev, E. Ya., Ciperovich, M. V.* (1952). Mexanicheskoe oborudovanie koksoximicheskix zavodov. *Moscow: Metallurgizdat*, 292.4. *Nepomnyashhij, I. L.* (1962). Mexanizaciya i avtomatizaciya na koksoximicheskom zavode. *Moscow: Metallurgizdat*, 312.5. *Karavaev, N. M., Pilskij, I. Ya., Shepelev, I. G.* (1955). Mashiny i apparaty koksoximicheskogo proizvodstva. *Moscow: Metallurgizdat*, 288.6. Spravochnik Koksoximika (1965). T. I, II, III. *Moscow: Metallurgiya*.7. *Rindyaev, V. I.* (2014). Shtanga vishtovxuvalnogo pristroyu koksovishtovxuvacha. Patent Ukraini na korisnu model № 87302 MPK S 10 V 33/10 (2006.01). Zayavl. 19.02.2013; opubl. 10.02.2014. Byul. №3.8. *Filipenko E. S. i dr.* (1982). A.S. SSSR № 962291, Kl. S 10 V 33/10. Ustrojstvo dlya vytalkivaniya koksa iz koksovyx pechej. Zayavl. 19.11.1979; opubl. 30.09.1982. Byul. № 36.9. *Chamov, A. V., Rogozina, T. V.* (1992). A. S. SSSR № 173698 A1, Kl. S 10 V 7/00. Shtanga vytalkivayushhego ustrojstva koksovytalkivatelya. Zayavl. 07.03.1989; opubl. 30.05.1992. Byul. № 20.10. *Ivanov, M. N., Ivanov, V. N.* (1975). Detali mashin. *Moscow: Vysshaya shkola*, 551.

Поступила (received) 18.04.2015

УДК 519.248

Т. О. СТЕФАНОВИЧ, канд. техн. наук, доц., НУ «Львівська політехніка»;
В. М. ОКСЕНТЮК, канд. техн. наук, директор спеціального конструкторського бюро електромеханічних систем, НУ «Львівська політехніка»;
С. В. ЩЕРБОВСЬКИХ, д-р техн. наук, с. н. с., науково-дослідної групи ДБ/ТРИКАФ, НУ «Львівська політехніка»

РОЗРОБЛЕННЯ МОДЕЛІ НАДІЙНОСТІ ДЛЯ АНАЛІЗУ ПРИЧИН НЕПРАЦЕЗДАТНОСТІ ГІДРАВЛІЧНОЇ СТАНЦІЇ ЗІ СПАРЕНИМИ НАСОСАМИ

Запропоновано математичну модель надійності гідравлічної станції із спареними насосами. Модель адекватно враховує вплив перерозподілу навантаження між спареними насосами на ймовірнісні характеристики причин непрацездатності такої системи. Для математичного опису надійності застосовано динамічне дерево відмов, а для кількісного аналізу розщеплена однорідна марковська модель.

Ключові слова: модель надійності, динамічне дерево відмов, марковська модель, гідравлічна станція, причина непрацездатності.

Вступ. Гідравлічна станція – це технічна система, яка перетворює енергію приводного двигуна у механічну енергію рідини та керує потоком цієї рідини. Відмова гідравлічної станції спричиняє непрацездатність гідравлічного приводу, і, відповідно, зупинку технологічного обладнання. Одним із способів підвищення надійності гідравлічного приводу є встановлення спарених насосів. Такі насоси працюють паралельно і, у випадку непрацездатності одного із них, інший тимчасово забезпечує працездатність системи. Крім того, спарені насоси можуть застосовуватися для зменшення шуму та моменту інерції гідравлічного приводу.

Під час проектування гідравлічної станції важливим етапом є забезпечення