

РАЗДЕЛ «МАШИНОСТРОЕНИЕ. МЕХАНИКА»

УДК 629.11.012.552.6.001.4

САСОВ А.А., к.т.н., доцент
КОРОБОЧКА А.Н., д.т.н., профессор

Днепродзержинский государственный технический университет

ИССЛЕДОВАНИЯ ЧАСТОТ СОБСТВЕННЫХ КОЛЕБАНИЙ АРМИРОВАННОГО ЭЛЕМЕНТА ПНЕВМАТИЧЕСКИХ ШИН АВТОМОБИЛЕЙ И ТРАКТОРОВ В ВИДЕ ПОЛОГИХ АНИЗОТРОПНЫХ ОБОЛОЧЕК

Приведені результати дослідження частот власних коливань армованого елемента пневматичної шини у вигляді шарнірно опертої оболонки з краями, що зміщуються. Одержано співвідношення для визначення частот власних коливань армованого елемента пневматичної шини.

Приведены результаты исследования частот собственных колебаний армированного элемента пневматической шины в виде шарнирно опертой оболочки со смещающимися краями. Получено соотношение для определения частот собственных колебаний армированного элемента пневматической шины.

The results of the study of frequencies of own vibrations pneumatic tyre's reinforced element as a joint rested shell with the displaced edges are brought. The correlation for determination of frequencies of own vibrations pneumatic tyre's reinforced element is received.

Введение. Метод расчета армированного элемента пневматических шин автомобилей и тракторов, основанный на гипотезе шарнирно опертых анизотропных пластин и оболочек обладает недостатками, связанными с решением в тригонометрических рядах, что не полностью удовлетворяет условиям дифференциального уравнения.

В работах [1-3], посвященных анизотропным пластинам и оболочкам, решались задачи только для ортотропных пластин и оболочек. В работе [4] представлена формула для определения частоты собственных колебаний анизотропной пластины. Однако для частного случая (шарнирного опирания), эта формула преобразуется в формулу для расчета частоты свободных колебаний ортотропной пластины.

Постановка задачи. Целью данных исследований является вывод уравнения для определения частот собственных колебаний анизотропной шарнирно опертой оболочки пневматической шины с несмещающимися краями.

Для шарнирно опертой оболочки со смещающимися краями функции перемещений, исходя из граничных условий, можно записать в виде:

$$\begin{aligned} \dot{e}_1 &= A_{11} \cos \frac{\pi x_1}{l_1} \sin \frac{\pi x_2}{l_2} \cos \omega t ; \\ \dot{e}_2 &= B_{11} \sin \frac{\pi x_1}{l_1} \cos \frac{\pi x_2}{l_2} \cos \omega t ; \\ w &= C_{11} \sin \frac{\pi x_1}{l_1} \sin \frac{\pi x_2}{l_2} \cos \omega t \end{aligned} \quad (1)$$

где $u_{1,2}$ – тангенциальные перемещения, м;
 w – нормальные перемещения, м.

Граничные условия удовлетворяются следующим образом:

$$\begin{aligned} \text{при } x_1=0, l_1; \quad w=0; \quad w_{,11}=0; \quad N_{11}=0; \quad u_2=0; \\ \text{при } x_2=0, l_2; \quad w=0; \quad w_{,22}=0; \quad N_{22}=0; \quad u_1=0. \end{aligned} \quad (2)$$

Подставим принятые решения (1) в уравнения:

$$\begin{aligned} B_{1111}\dot{e}_{1,11} + \hat{A}_{1212}\dot{e}_{1,22} + (\hat{A}_{1122} + \hat{A}_{1212})\dot{e}_{2,12} + \\ + (\hat{A}_{1111}R_1^{-1} + B_{1122}R_2^{-1})w_{,1} = 0; \end{aligned} \quad (3)$$

$$\begin{aligned} (B_{2211} + B_{1212})\dot{e}_{1,12} + \hat{A}_{1212}\dot{e}_{2,11} + B_{2222}\dot{e}_{2,22} + \\ + (\hat{A}_{2211}R_1^{-1} + B_{2222}R_2^{-1})w_{,2} = 0; \end{aligned} \quad (4)$$

$$\begin{aligned} D_{1111}w_{,1111} + 2(D_{1122} + 2D_{1212})w_{,1122} + D_{2222}w_{,2222} + \\ + (B_{1111}R_1^{-1} + B_{2211}R_1^{-1})\dot{e}_{1,1} + (B_{1122}R_1^{-1} + B_{2222}R_2^{-1})\dot{e}_{2,2} + \\ + \hat{A}_{1111}R_1^{-2}w + 2B_{1122}R_1^{-1}R_2^{-1}w + B_{2222}R_2^{-2}w + \mu\dot{w} = 0. \end{aligned} \quad (5)$$

После преобразований получим:

$$\begin{aligned} A_{11}S_1 + B_{11}S_2 + C_{11}S_3 = 0; \\ A_{11}S_2 + B_{11}S_1^* + C_{11}S_3^* = 0; \\ A_{11}S_3 + B_{11}S_3^* + C_{11}(C_6 - \mu\omega^2) = 0. \end{aligned} \quad (6)$$

Здесь:

$$\begin{aligned} S_1 = b_{1111}\pi^2\left(\frac{h}{l_1}\right)^2 + b_{1212}\pi^2\left(\frac{h}{l_2}\right)^2; \\ S_2 = (b_{1122} + b_{1212})\pi^2\frac{h}{l_1}\frac{h}{l_2}; \\ S_3 = -\left(b_{1111}\frac{h}{R_1} + b_{1122}\frac{h}{R_2}\right)\pi\frac{h}{l_1}; \\ C_6 = \left[b_{1111}\left(\frac{h}{l_1}\right)^4 + 2(b_{1122} + 2b_{1212})\left(\frac{h}{l_1}\right)^2\left(\frac{h}{l_2}\right)^2 + b_{2222}\left(\frac{h}{l_2}\right)^4\right]\frac{\pi^4}{12} + \\ + \left(b_{1111}\left(\frac{h}{R_1}\right)^2 + 2b_{1122}\left(\frac{h}{R_1}\right)\left(\frac{h}{R_2}\right) + b_{2222}\left(\frac{h}{R_2}\right)^2\right). \end{aligned} \quad (8)$$

Коэффициенты S_1^* , S_3^* определяются из S_1 , S_3 путем перестановки индексов.

Результаты работы. Для получения нетривиального решения необходимо определитель систем уравнений (6) приравнять к нулю. Раскрывая определитель и решая уравнение относительно $\mu\omega^2$, получаем выражение для определения частоты собственных колебаний анизотропной оболочки со смещающимися краями:

$$\begin{aligned} \mu\omega^2 = \frac{\pi^4}{12}\left(b_{1111}\left(\frac{h}{l_1}\right)^4 + 2(b_{1122} + 2b_{1212})\left(\frac{h}{l_1}\right)^2\left(\frac{h}{l_2}\right)^2 + \right. \\ \left. + b_{2222}\left(\frac{h}{l_2}\right)^4\right) + b_{1111}\left(\frac{h}{R_1}\right)^2 + 2b_{1122}\left(\frac{h}{R_1}\right)\left(\frac{h}{R_2}\right) + b_{2222}\left(\frac{h}{R_2}\right)^2 - \\ - \pi\left(b_{1111}\frac{h}{R_1} + b_{1122}\frac{h}{R_2}\right)\frac{h}{l_1}\bar{d}_1 - \pi\left(b_{2222}\frac{h}{R_2} + b_{1122}\frac{h}{R_1}\right)\frac{h}{l_2}\bar{d}_2. \end{aligned} \quad (9)$$

Здесь:

$$\bar{d}_1 = \frac{S_3 S_1^* - S_2 S_3^*}{S_2^2 - S_1 S_1^*}; \quad \bar{d}_2 = \frac{S_3^* S_1 - S_3 S_2}{S_2^2 - S_1 S_1^*}, \quad (10)$$

где \bar{d}_1, \bar{d}_2 – коэффициенты влияния тангенциальных перемещений на вертикальные колебания оболочки со смещающимися краями.

Изменение частоты собственных колебаний оболочки в зависимости от величины углов φ и φ_0 показано на рис.1. Частота собственных колебаний оболочки при $\varphi_0 = 22^\circ 30'$ ($67^\circ 30'$) является величиной постоянной, как это имело место для квадратных пластин, и не зависит от величины углов φ . Это объясняется тем, что при данном угле армирования оболочка становится квазиизотропной.

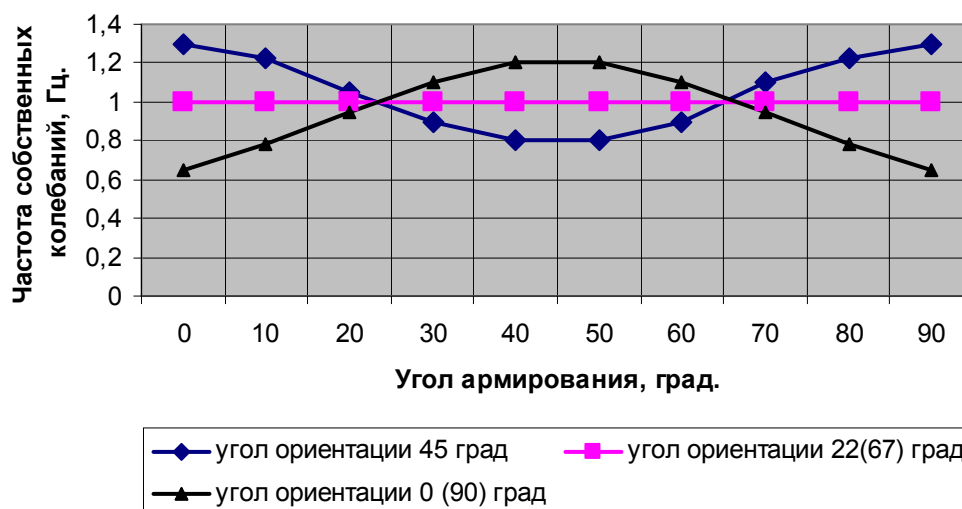


Рисунок 1 – Частоты собственных колебаний армированного элемента пневматической шины

При других величинах углов φ_0 частота может как увеличиваться ($\varphi_0 = 0^\circ, 90^\circ$), так и уменьшаться ($\varphi_0 = 45^\circ$), если угол φ изменяется до 45° . При изменении угла φ от 45° до 90° картина становится обратной. Максимальное изменение частоты оболочки составляет 78%. При других краевых условиях (в частности, при шарнирном опирании с несмещающимися краями) уравнения свободных колебаний анизотропных оболочек точного решения не имеют.

В этом случае функции перемещений, исходя из граничных условий, принимают следующий вид:

$$\dot{e}_1 = f_1 \sin \frac{2\pi x_1}{l_1} \sin \frac{\pi x_2}{l_2}; \quad (11)$$

$$\dot{e}_2 = f_2 \sin \frac{\pi x_1}{l_1} \sin \frac{2\pi x_2}{l_2}; \quad (12)$$

$$w = f_3 \sin \frac{\pi x_1}{l_1} \sin \frac{\pi x_2}{l_2}. \quad (13)$$

Граничные условия удовлетворяются:

$$\begin{aligned} \text{при } x_1=0, l_1; \quad w=0; \quad w_{,11}=0; \quad u_1=0; \quad u_2=0; \\ \text{при } x_2=0, l_2; \quad w=0; \quad w_{,22}=0; \quad u_1=0; \quad u_2=0. \end{aligned} \quad (14)$$

Для приближенного решения уравнений (3), (4) и (5) воспользуемся методом Бубнова-Галеркина.

Выполняя целый ряд преобразований, систему уравнений (3) – (5) запишем в следующем виде:

$$\begin{aligned} C_1 f_1 + C_2 f_2 + C_3 f_3 &= 0; \\ C_2 f_1 + C_1^* f_2 + C_3^* f_3 &= 0; \\ C_3 f_1 + C_3^* f_2 + (C_6 - \mu\omega^2) f_3 &= 0. \end{aligned} \quad (15)$$

Здесь:

$$\begin{aligned} C_1 &= 4\pi^2 b_{1111} \left(\frac{h}{l_1}\right)^2 + \pi^2 b_{1212} \left(\frac{h}{l_2}\right)^2; \\ C_2 &= \frac{64}{9} (b_{1122} + b_{1212}) \left(\frac{h}{l_1}\right) \left(\frac{h}{l_2}\right); \\ C_3 &= -\frac{8}{3} \left(b_{1111} \frac{h}{R_1} + b_{1122} \frac{h}{R_2} \right) \frac{h}{l_1}. \end{aligned} \quad (16)$$

Коэффициенты C_1^* , C_3^* получаются из C_1 , C_3 путем перестановки индексов. Коэффициент C_6 определяется по формуле (8).

Приравняв определитель системы (15) к нулю, частота собственных колебаний анизотропной шарнирно опертой оболочки с несмещающимися краями определяется из следующего соотношения:

$$\begin{aligned} \mu\omega^2 &= \left[b_{1111} \left(\frac{h}{l_1}\right)^4 + 2(b_{1122} + 2b_{1212}) \left(\frac{h}{l_1}\right)^2 \left(\frac{h}{l_2}\right)^2 + \right. \\ &+ \left. b_{2222} \left(\frac{h}{l_2}\right)^4 \right] \frac{\pi^4}{12} + b_{1111} \left(\frac{h}{R}\right)^2 + 2b_{1122} \left(\frac{h}{R_1}\right) \left(\frac{h}{R_2}\right) + \\ &+ b_{2222} \left(\frac{h}{R_2}\right)^2 - \frac{8}{3} \left(b_{1111} \left(\frac{h}{R_1}\right) + b_{2211} \left(\frac{h}{R_2}\right) \right) \frac{h}{l_1} d_1 - \\ &- \frac{8}{3} \left(b_{2222} \left(\frac{h}{R_2}\right) + b_{1122} \left(\frac{h}{R_1}\right) \right) \frac{h}{l_2} d_2. \end{aligned} \quad (17)$$

Коэффициенты d_1 и d_2 определяются из формулы (10) путем замены параметров S на C .

По этой формуле с помощью ПК определены величины частот собственных колебаний квадратной в плане оболочки с параметрами $l_1 = l_2$; $\frac{h}{l_1} = \frac{h}{l_2} = 0,02$; $\frac{h}{R_1} = \frac{h}{R_2} = 0,01$.

Выводы. В результате расчетов получены частоты колебаний оболочки пневматической шины для различных углов перекрестного армирования φ_0 и для различных углов ориентации материала по отношению к опорному контуру φ .

Для оболочки с несмещающимися краями частота собственных колебаний больше, чем у оболочки со смещающимися краями. Увеличение частоты составляет 58%. Однако при изменении углов φ_0 и φ частота практически является постоянной. Это объясняется следующим образом. Рассмотрим формулу (17). Первое слагаемое является частотой собственных колебаний пластин и по сравнению с частотой оболочки

является малой величиной. Второе слагаемое для квадратной оболочки – величина инвариантная. Если $d_1 = d_2$ и просуммировать третье и четвертое слагаемое, то также получим величину инвариантную.

Физический смысл коэффициентов d_1 и d_2 – это влияние тангенциальных перемещений u_1 и u_2 на вертикальные колебания оболочки. Для оболочки с несмещающимися краями это влияние незначительно, коэффициенты d_1 и d_2 малы и близки друг другу, чем и объясняется неизменность частоты оболочки при изменении углов φ и φ_0 .

Для оболочки со смещающимися краями влияние тангенциальных перемещений значительно. Это приводит к уменьшению частоты на 58% по сравнению с несмещаемой оболочкой. При этом коэффициенты \bar{d}_1 и \bar{d}_2 значительно отличаются друг от друга, что и способствует изменению частоты оболочки при изменении углов φ и φ_0 .

ЛИТЕРАТУРА

1. Амбарцумян С.А. Общая теория анизотропных оболочек. – М.: Наука, 1974. – 446с.
2. Амбарцумян С.А. Разномодульная теория упругости. – М.: Наука, 1982. – 320с.
3. Справочник по динамике сооружений/ Под ред. Б.Г.Коренева, И.М.Рабиновича. – М.: Стройиздат, 1972. – 510с.
4. Сорокин Е.С. К теории внутреннего трения при колебаниях упругих систем М.: Госстройиздат. 1960.

УДК 621.9.048

РЕВЕНКО Ю.М., к.т.н., доцент

Днепродзержинский государственный технический университет

УСОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ МЕТОДА РАЗМЕРНОЙ ОБРАБОТКИ ОТВЕРСТИЙ В ТВЕРДОСПЛАВНЫХ ДЕТАЛЯХ ОБОРУДОВАНИЯ ПИЩЕВОГО МАШИНОСТРОЕНИЯ

Розроблено оптимальний склад абразивонесучого електроліту, використання якого при об'єднаній ультразвукової та електрохімічної обробці отворів в твердих сплавах дозволяє в два рази підвищити точність обробки і відповідно конкурентоспроможність цього перспективного методу.

Разработан оптимальный состав абразивонесущего электролита, использование которого при совмещенной ультразвуковой и электрохимической обработке отверстий в твердых сплавах позволяет в два раза повысить точность обработки и соответственно конкурентоспособность этого перспективного метода.

Optimum composition of abrazivonesushego electrolyte, the use of which at combined ultrasonic and electrochemical treatment of openings in hard alloys allows in two times to promote exactness of treatment and accordingly competitiveness of this perspective method, is developed.

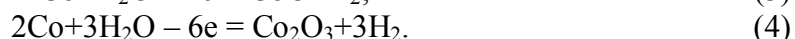
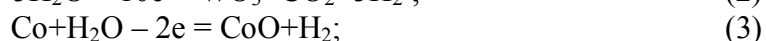
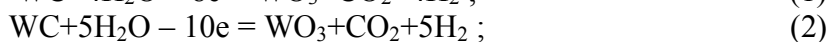
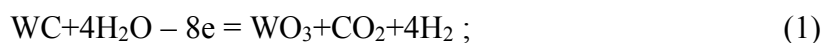
Введение. В настоящее время на машиностроительных предприятиях при размерной обработке отверстий в сплошном материале твердосплавных элементов оснастки и оборудования из известных методов наиболее эффективна по производительности совмещенная ультразвуковая (УЗ) и электрохимическая (ЭХ) обработка. В соответствии с литературными данными [1] производительность совмещенной обработки в 10 раз выше ультразвуковой и в 50 раз эрозионной. Помимо этого в 8–10 раз снижается износ инструмента и в 3–5 раз уменьшается расход электроэнергии.

Основным фактором, сдерживающим широкое использование совмещенной УЗ и ЭХ обработки на данных операциях является относительно низкая точность получаемых отверстий, которая составляет $(\pm 0,1) \cdot 10^{-3}$ м. Это объясняется тем, что в боковом зазоре между инструментом и деталью в течении всего периода обработки продолжается ЭХ растворение твердого сплава, вызывающее увеличение размеров прошитых отверстий. Кроме того, диаметр отверстий на входе в деталь несколько превышает диаметр отверстий на выходе из детали, так как поверхность отверстий на входе большее время подвергается ЭХ растворению, что образует конусность отверстия.

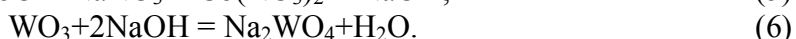
Для увеличения точности совмещенной обработки с одновременным снижением конусности применяют ряд технологических приемов. Например, глубокие точные отверстия обрабатывают за две операции: сначала производят черновую обработку совмещенным способом, а затем – чистовую УЗ способом. Однако при этом почти вдвое возрастает штучное время, снижается производительность и увеличивается себестоимость обработки каждого изделия. При обработке отверстий попеременно с двух сторон с последующим выхаживанием также увеличивается время обработки и уменьшается эффективность совмещенной УЗ и ЭХ обработки [2].

Постановка задачи. Одним из путей повышения точности совмещенной обработки твердых сплавов является совершенствование составов электролитов, применяемых на данной операции. Из известных электролитов, используемых при совмещенной УЗ и ЭХ обработке твердых сплавов типа WC + C₀ наиболее эффективным является следующий состав, в вес. % [1]: азотнокислый натрий – 15, азотистокислый натрий – 1, абразивный порошок – 19, вода – 65. По данным ЭНИМСа при плотности технологического тока $2 \cdot 10^4$ А/м² обрабатываемая полость может быть получена с точностью $\pm 0,06 \cdot 10^{-3}$ м, а при $20 \cdot 10^4$ А/м² с точностью $\pm 0,1 \cdot 10^{-3}$ м. Достижимые результаты с помощью данного электролита во многих случаях не удовлетворяют современных требований производства. Поэтому нами была поставлена задача разработать на базе рекомендуемого ЭНИМСом состава, новый электролит, который бы обеспечил повышение точности изготовления отверстий в твердых сплавах при совмещенной УЗ и ЭХ обработке. Для этого исследуем физико-химические процессы, имеющие место при совмещенной УЗ и ЭХ обработке твердых сплавов в зоне отверстия при входе в обрабатываемую деталь, и выявим те, которые играют определяющую роль в снижении точности обработки (увеличения конусности отверстия).

Результаты работы. Известно, что анодное растворение карбида вольфрама и кобальта, входящих в состав обрабатываемых твердых сплавов типа WC+C₀, может протекать по следующим реакциям [4,5]:



Кроме того, в результате непосредственного контакта образовавшихся окислов вольфрама и кобальта с раствором электролита возможны еще следующие реакции [5]:



Для установления тех реакций, которые играют основную роль в снижении точности обработки при анодном растворении твердого сплава в зоне отверстия на входе в обрабатываемую деталь, с помощью метода маршрутов [6] академика Баландина А.А. определялись скорости химических превращений [7]:

$$\frac{dC_{WC}}{dt} = -K_3 \cdot C_{Co}^2 \cdot C_{H_2O}^3; \quad (7)$$

$$\frac{dC_{NaNO_3}}{dt} = -2C_{Co} \cdot C_{H_2O};$$

$$\frac{dC_{H_2O}}{dt} = -8K_3 \cdot C_{Co}^2 \cdot C_{H_2O}^3;$$

$$\frac{dC_{Co}}{dt} = \frac{dC_{Na_2WO_4}}{dt} = \frac{dC_{Co}(NaNO_3)_2}{dt} = \frac{dC_{Co_2O_3}}{dt} = K_3 C_{Co} C_{H_2O};$$

$$\frac{dC_{H_2}}{dt} = 9K_3 C_{Co}^2 C_{H_2O}^3,$$

где C – концентрация продуктов системы;

K_3 – константа химических реакций, зависящая от температуры.

Качественный анализ уравнений (7) показывает, что максимальная скорость химических превращений характерна для кобальта вследствие его окисления в растворе электролита (3,4), а затем реакции окисления карбида вольфрама. Однако реакция окисления кобальтовой составляющей твердого сплава в нейтральном электролите не может быть определяющей при подборе оптимального состава электролита для повышения точности обработки, так как при рабочих напряжениях ЭХ обработки реакция окисления кобальтовой связки замедляется и может полностью прекратиться из-за образования в процессе обработки на поверхности твердого сплава двухслойного окисла вольфрама, имеющего со стороны твердого сплава синий цвет (преимущественно WO_3) и белую рыхлую часть пленки со стороны электролита. Она представляет собой гидратированную окись вольфрама типа $W_xO_y \cdot nH_2O$, образующуюся в результате взаимодействия окисла вольфрама W_2O_3 с водной составляющей применяемого нейтрального электролита [3,5,8]. В результате происходит частичная, а затем полная пассивация поверхности обработки.

В нейтральном электролите в результате образования пассивационной пленки при обычных условиях ЭХ обработки процесс анодного растворения может полностью прекратиться [5].

Однако можно предположить, что при совмещенной обработке в результате наложения УЗ поля на абразивонесущий электролит под белой и рыхлой составляющей окисной вольфрамовой пленки, куда свободно проникает вода, возникает явление кавитации, с помощью которого (аналогично процессу УЗ очистки [9]) вольфрамовая окисная пленка периодически удаляется и снова нарастает, т.е. процесс окисления продолжается, что ведет к увеличению входного диаметра отверстия и соответственно к уменьшению точности обработки.

Окисление карбида вольфрама является определяющей реакцией в обеспечении точности совмещенной обработки не только в связи с тем, что она за счет пассивации тормозит растворение кобальтовой связки. В результате взаимного действия окиси кобальта и электролита образуется азотнокислый кобальт $Co(NO_3)_2$ и щелочь $NaOH$. Однако известно [5], что присутствие щелочи в растворе электролита резко тормозит растворение $Co(NO_3)_2$. Щелочь интенсивно поглощается окисью вольфрама (6), что способствует дальнейшему окислению кобальта. Поэтому при торможении процесса окисления водой карбида вольфрама точность совмещенной обработки повышается.

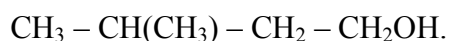
Таким образом, поскольку характер анодного растворения твердого сплава в условиях совмещенной УЗ и ЭХ обработки определяется химией окисления карбида вольфрама, то для повышения точности обработки необходимо исходить из требований исключения или замедления реакции окисления вольфрама на боковых стенках отверстия. Это можно обеспечить предотвращением подвода воды (как реагента окисления) к искомой обработанной поверхности, то есть изолированием этой поверхности от дальнейшего анодного растворения. Вместе с тем, чтобы производительность обработки твердого сплава не уменьшилась, необходимо предотвратить эту экранизацию в зоне непосредственной обработки, то есть под торцом ультразвукового инструмента.

В соответствии с проведенным анализом процессов в зоне резания улучшение состава базового электролита (рекомендуемого ЭНИМСом) может быть осуществлено добавлением в него добавки – вещества, которое с одной стороны должно защитить твердый сплав от ЭХ растворения в зоне низких энергий (на боковых стенках отверстия), а с другой стороны, активизировать его в зоне УЗ обработки (под торцом инструмента).

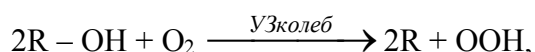
Для обеспечения первого условия это вещество должно обладать способностью концентрироваться на границе раздела вода-металл, затрудняя взаимодействие между ними и протекание ЭХ процессов, т.е. является поверхностно-активным веществом (ПАВ) для твердого сплава.

Для выполнения второго условия эта добавка должна обладать свойствами гидроперекиси, активизирующей ЭХ обработку под торцом инструмента.

Известно, что гидроперекиси могут образовываться из спиртов, которые в то же время являются ПАВ для твердых сплавов. Поэтому требуемая добавка в базовый электролит подбиралась путем экспериментальной проверки для спиртов. Было установлено, что наиболее эффективной и дешевой добавкой может стать изоамиловый спирт. Его химическая активность и распределяемость в зоне обработки достаточно полно удовлетворяют сформулированным выше требованиям. Его структурная формула:



Изоамиловый спирт плохо растворим в воде и, являясь ПАВ для твердых сплавов, за счет физической адсорбции концентрируется на границе раздела контактирующих фаз (вода-стенки обработанных отверстий), замедляя на ней скорость ЭХ растворения и этим повышая точность обработки. Но в то же время гидрофобность изоамилового спирта является недостаточной для торможения ЭХ процессов в зоне высоких энерговыделений (т.е. в зоне обработки под торцом УЗ инструмента). Под влиянием УЗ колебаний образуются гидроперекиси изоамилового спирта. Химическая реакция превращения изоамилового спирта в гидроперекиси изоамилового спирта следующая:



где R – изо-C₅H₁₁ (радикал изоамилового спирта).

Гидроперекиси изоамилового спирта с одной стороны активизируют ЭХ растворение твердого сплава, а с другой стороны, являясь также ПАВ, способствуют адсорбционному понижению прочности твердого сплава под торцом инструмента (эффект Ребиндера), что также способствует повышению селективности данной обработки (т.е. повышению производительности).

На основании изложенных выше предпосылок разработан новый абразивонесущий электролит следующего состава: азотнокислый натрий, изоамиловый спирт, азотистокислый натрий, абразивный порошок, вода. На этапе экспериментальной проверки этого электролита были проведены лабораторные испытания его пяти составов в сравнении с базовым электролитом, рекомендуемым руководящими материалами [1] и ши-

роко применяемым на предприятиях страны при совмещенной УЗ и ЭХ обработке твердых сплавов.

Целью испытаний явилось: установить оптимальные границы весового содержания ингредиентов нового электролита и определить, как изменяется точность обработки глубоких отверстий при совмещенной УЗ и ЭХ обработке твердых сплавов с применением предлагаемого состава по сравнению с электролитом-прототипом. Испытания проводились на спроектированной специальной ультразвуковой установке с вращающимся инструментом [2]. При этом использовался УЗ инструмент $\varnothing 3,5 \cdot 10^{-3}$ м высота обрабатываемой детали (и длина отверстия) $h=25 \cdot 10^{-3}$ м. Режим обработки: Р прокачки электролита = 0,39 МПа, абразив – карбид бора зернистостью №3; $I_{\text{раб}}=10$ А; $U_{\text{раб}} = 6$ В; амплитуда колебаний инструмента $A_{\text{раб}} = 30$ мкм; $P_{\text{ст}} = 44$ Н; обрабатываемый материал – твердый сплав ВК8.

Для испытания были приготовлены следующие составы разрабатываемого электролита, условно названного ДИИ-1 (табл.1).

Таблица 1 – Составы разрабатываемого электролита ДИИ-1

| Компоненты электролита | Содержание, в вес % | | | | |
|--|---------------------|-----|-----|-----|-----|
| | Номера составов | | | | |
| | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 |
| Изоамиловый спирт | 0,2 | 0,3 | 0,4 | 0,6 | 0,8 |
| Азотнокислый натрий | 14 | 14 | 15 | 15 | 16 |
| Азотистокислый натрий | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 |
| Абразивный порошок (карбид бора зернистостью №3) | 18 | 18 | 19 | 19 | 20 |
| Вода | Остальное | | | | |

Электролит №6, в вес %.
(прототип)

| | |
|---|------------|
| 1. Азотнокислый натрий | 15 |
| 2. Азотистокислый натрий | 1 |
| 3. Абразивный порошок (карбид бора) зернистостью №3 | 19 |
| 4. Вода | остальное. |

Результаты испытаний отражены в табл.2.

Таблица 2 – Точность обработки отверстий, достигаемая с использованием испытываемых электролитов

| Номера составов электролитов | Компоненты электролитов, в вес. % | | | | | Полученная конусообразность на всю длину обработанного отверстия, 1×10^{-3} м |
|------------------------------|-----------------------------------|----------------------|------------------------|-----------------------------------|------|--|
| | изоамиловый спирт | азотнокис-лый натрий | азотисто-кислый натрий | абразивный по-рошок (натрий бора) | вода | |
| 1 | 0,2 | 14 | 1 | 18 | 66,8 | 0,10 |
| 2 | 0,3 | 14 | 1 | 18 | 66,7 | 0,07 |
| 3 | 0,4 | 15 | 1 | 19 | 64,6 | 0,055 |
| 4 | 0,6 | 15 | 1 | 19 | 64,4 | 0,05 |
| 5 | 0,8 | 16 | 2 | 20 | 61,2 | 0,06 |
| 6 (прототип) | - | 15 | 1 | 19 | 65,0 | 0,10 |

Выводы. На основании данных испытаний можно сделать следующие выводы [7]:

1. После добавки в электролит 0,6% изоамилового спирта конусообразность снизилась с 0,10 мм (имеющей место при применении базового электролита-состава №6 без изоамилового спирта) до 0,05 мм на всю длину отверстия.

2. Оптимальными границами содержания компонентов электролита ДИИ-1 (по а.с. 833422) являются, в вес. %:

| | |
|-------------------------|-----------|
| - Азотнокислый натрий | 14-16 |
| - Азотистокислый натрий | 1-2 |
| - Изоамиловый спирт | 0,4-0,8 |
| - Абразивный порошок | 18-20 |
| - Вода | остальное |

3. Оптимальным составом этого электролита является состав №4 (табл.2).

Как видно из приведенных данных, новый электролит по сравнению с известным обеспечивает повышение точности обработки отверстий в 2 раза. А так как при этом возможно совмещение чистовых и черновых операций, то следовательно в итоге повысится производительность обработки за счет снижения штучного времени.

ЛИТЕРАТУРА

1. Новые технологические процессы электрофизико-химической обработки. Руководящие рекомендации ЭНИМСа. – М, 1973. – 35с.
2. Исследование обработки прецизионных отверстий $\phi 1-12$ мм в твердом сплаве совмещенным УЗ и ЭХ методом вращающимся инструментом. Руков. З.И.Поляков, исп. Ю.М.Ревенко и др. Отчет / ЧПИ. Г.Р. №Б 489039. Инв.№3128. – Челябинск, 1974. – 35с.
3. Гостев В.В. Электрохимическое шлифование твердых сплавов. – Харьков: Вища школа, 1974. – 127с.
4. Морозов И.И. Электрохимическая обработка металлов. – М.: Машиностроение, 1979. – 206с.
5. Паршутин В.В. Исследование ЭХ обработки твердого сплава ВК8 и его компонентов в нитратно-щелочном электролите. – Кишинев: Штиинца, 1984. – С.117-124.
6. Безденежный А.А. Инженерные методы составления уравнений скорости реакции и расчета кинематических констант. – Л.: Химия, 1973. – 265с.
7. Ревенко Ю.М. Разработка абразивонесущего электролита для повышения точности совмещенной ультразвуковой обработки твердых сплавов. – Технология, организация и экономика машиностроительного производства. – М.: НИИМАШ, 1985, №11. – С.5-7.
8. Морфология поверхности анодно-поляризованного сплава в активном и пассивном состоянии / В.Н.Фильненко, Б.М.Крейчман, Г.А.Исхакова – В кн.: Электрохимическая размерная обработка металлов. – Кишинев: Штиинца, 1974. – С.112-117.
9. Аренков А.Б. основы электрофизических методов обработки материалов. – Л.: Машиностроение, 1987. – 372с.
10. А.с. 833422 (СССР) Электролит абразивонесущий для совмещенной ультразвуковой обработки твердых сплавов / Ю.М.Ревенко. В.И.Черный. – Оpubл. в Б.И. 1981, №20.

УДК 629.621.43

ПАБАТ А.А., магістр економіки,
ПАБАТ А.І., к.т.н., доцент

Дніпродзержинський державний технічний університет

ІННОВАЦІЙНІ ТЕХНОЛОГІЇ ПІДВИЩЕННЯ ЕКОНОМІЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ ЕКСПЛУАТАЦІЇ АВТОТРАНСПОРТУ

Розроблено інноваційну технологію підвищення екологічних і економічних характеристик двигунів внутрішнього згорання за допомогою застосування режиму роботи на переобідненій паливоповітряній суміші внаслідок використання інноваційної системи запалювання.

Разработана инновационная технология повышения экологических и экономических характеристик двигателей внутреннего сгорания с помощью применения режима работы на переобедненной топливовоздушной смеси вследствие использования инновационной системы зажигания.

The research deals with the innovative technology of the ecological and economic characteristics increase of the combustion engines by using overimpooverished fuel-air mixture operation mode as a result of the innovative ignition system use.

Вступ. Автомобіль в наш час виявляється чи не основним видом транспорту для більшості населення, проте і найбільшим забруднювачем навколишнього середовища. Отже, необхідно якнайшвидше запроваджувати радикальні заходи по зниженню токсичності відпрацьованих газів, насамперед кількості наявних у них моно- та діоксидів вуглецю, оксидів азоту та інших компонентів. Ця проблема занадто складна, трудомістка та надзвичайно фінансово об'ємна. Зокрема, надсучасні двигуни внутрішнього згорання (ДВЗ) досить близькі до межі вдосконалення, а з урахуванням стрімкого розвитку автомобілебудування скорочення викидів має відбуватися не на декілька процентів, а в декілька разів. Проте фахівці, які розробляють цю проблему, не вважають її нерозв'язною.

Як наслідок процесів глобалізації, в 90-х роках ХХ сторіччя відбулася технологічна консолідація світової галузі автомобілебудування практично у всіх формах і функціях, і насамперед об'єднання дослідницьких і конструкторських ресурсів за підтримкою держави. Досить ефективним кроком підвищення конкурентоспроможності та енергозбереження виявився перехід великих виробників до масового випуску моделей з переднім приводом, що дозволило знизити масу машини та зменшити кількість проміжних рухомих деталей (у США в ряді моделей це призвело до зниження питомої витрати палива майже на третину). Зменшенню маси автомобілів сприяє активне застосування більш легких і міцних конструкційних матеріалів. В результаті відзначених удосконалень середня вага легкових автомобілів за двадцятиліття була зменшена на 25%.

Німецькі автовиробники зосередили значні зусилля на вдосконаленні та впровадженні в легкове автомобілебудування дизельних двигунів, що споживають дешевше паливо, а щорічне фінансування інноваційних технологій німецької автомобільної промисловості становить близько 13,3 млн. євро. Фактично кожний третій патент у світі, що стосується автомобільного виробництва, має на сьогодні німецьке походження [1].

Найважливішим напрямком досліджень виявилась розробка гібридного силового агрегату - комбінації бензинового та електричного двигунів. На початку 2000 р.

“GM” і “Ford” представили моделі гібридних машин – “Precept” і “Prodigy”, однак їхня вартість перевищувала вартість класичних автомобілів аналогічного класу на \$60 тисяч і внаслідок дорожнечі вони не були запущені в масове виробництво. У цей час “Ford” розробляє гібридний позашляховик “Escape”, який на автомагістралі буде витратити 2,5 л бензину на 100 км, а в міських умовах – 6 л, і його ціна, як очікується, складе \$25 тис. “GM” запропонував для комерційних автомобілів новий двигун, що адаптується до умов руху, у якому з 8 циліндрів половина може бути відключена, що забезпечить зниження витрати палива в середньому на 8%. Більш активними у впровадженні гібридного автомобіля виявилися “Toyota”, яка почала випуск моделі “Prius” в 1997 р., і “Honda”, яка випускає моделі “Insight” по 24 тисячі у рік, з нікель-металогібридним акумулятором і витратою палива в 3,4 л на 100 км. Компанія “Nissan” розробила двигун, який поєднує електричну та дизельну тягу. У Європі зразок гібридної моделі запропонувала лише група “FIAT” [2].

Отже, перший напрям наукових досліджень та технологічних розробок задля підвищення економічної ефективності та екологічної безпеки автомобільної енергетики можливо визначити як традиційний – подальше вдосконалення конструкції та робочих процесів двигунів. До реалізації програми вже долучились “Ford”, “GM” і “Chrysler”, які розробили камери згоряння для спалювання перезбіднених паливоповітряних сумішей, що забезпечує мінімізацію витрати палива та шкідливих викидів майже для всіх режимів двигунів. Другий напрям – використання альтернативного палива. Зокрема, використання природного газу або метанолу не є надто новим та і зменшення викидів на 15 – 20% важко вважати радикальним, проте використання водню як палива для традиційних теплових двигунів, а особливо в електрохімічних генераторах, надзвичайно перспективне, і тільки колосальні фінансові витрати впровадження промислових технологій видобутку, транспортування та зберігання водню стримують його широке використання. Як тимчасовий наслідок цієї проблеми, третій напрям – комбіновані енергетичні установки. Видається очевидним, що в найближчому майбутньому вони будуть витіснені класичними електромобілями, насамперед через наявність принципових недоліків – необхідності подвійного перетворення енергії, ефективність якого завжди нижча, тому четвертий напрям – вдосконалення електромобілів. Винайдений понад 100 років тому електромобіль так і не одержав належного розвитку через основну проблему – відсутність акумулятора електричної енергії, здатного забезпечити транспортному засобу запас ходу, порівняного зі звичайним автомобілем. На протязі ХХ століття електрики, хіміки та ін. надзвичайно активно працювали над створенням акумуляторів необхідної ємності, проте жодна електрохімічна система за рівнем питомої енергоємності не в змозі конкурувати ні з рідким, ні навіть з газоподібним паливом [3]. Незважаючи на державну фінансову та суспільну підтримку розвитку електромобілів, вони поки використовуються тільки як спеціальний транспорт.

Постановка задачі. Як наслідок глобалізації економіки та євроінтеграції, розширення національної транспортної мережі автоперевезень із урахуванням перспективних транснаціональних маршрутів і закономірного збільшення кількості автомобілів до загальносвітового рівня 400-600 автомобілів на 1000 жителів створює реальну загрозу унікальній національній екології. Двигуни внутрішнього згоряння, як відомо, є одним з основних джерел забруднення навколишнього середовища. У деяких містах, наприклад Києві, забруднення від них домінує над іншими джерелами. У цілому по Україні викиди шкідливих речовин від використання транспорту становлять 60-80% загальної маси викидів. Зі зростанням числа автомобілів, що спостерігається останнім часом і яке очікується в найближчі роки, обсяг шкідливих викидів може істотно зрости. З урахуванням цього проблема раціонального використання енергоносіїв і зменшення токсичності вихлопних газів стає надзвичайно актуальною, адже при використанні бензину, приро-

днога газу, пропану, метанолу, виробленого із природного газу або вугілля, зменшення шкідливих викидів можна домогтися тільки за рахунок зниження витрати палива [4].

Одним з напрямків підвищення ефективності ДВЗ і боротьби з негативним екологічним впливом на навколишнє середовище є їх нові конструктивні та схемні рішення. Так, конструкція двигуна, у якого поступально-зворотні рухи поршнів перетворюються в обертання вала за допомогою шатунно-коромислового механізму та кулачкового барабана, дозволяє зменшити витрату палива та масу викидів шкідливих речовин з відпрацьованими газами шляхом стабілізації ізохорного характеру процесу горіння як найкращого з погляду бажаних хімічних реакцій.

Досить перспективною може виявитися також схема двигуна з розділеними тактами. Суть розділення полягає в тому, що в робочих циліндрах здійснюються тільки робочі ходи поршнів і викиди відпрацьованих газів, а всмоктування повітря і його стиснення здійснюються окремим компресором. Пропонована схема обіцяє істотне підвищення економічності двигуна і його екологічної безпеки. Однак, розглянуті технологічні та конструктивні рішення вимагають кардинальних змін конструкції двигунів, що при величезних масштабах їхнього виробництва вимагає колосальних фінансових витрат.

На жаль, уже розроблені та широко застосовувані в сучасному автомобілебудуванні також досить дорогі заходи малоефективні. Так, електронна система упорскування палива і запалювання на базі 8-розрядного мікропроцесора забезпечує виконання тільки норм EURO-1, аналогічна система на базі 16-розрядного мікропроцесора – EURO-2 і EURO-3, багатоклапанна система газорозподілу з регульованими фазами і каталітичний нейтралізатор із блоком відновлення NOx при надлишку кисню – EURO-4 [5]. Тим часом, досить перспективним в екологічному та економічному плані виявляється використання особливих режимів ДВЗ, зокрема, робочих процесів з перезбідненням суміші при коефіцієнті надлишку повітря 1,2-1,6 (рис. 1).

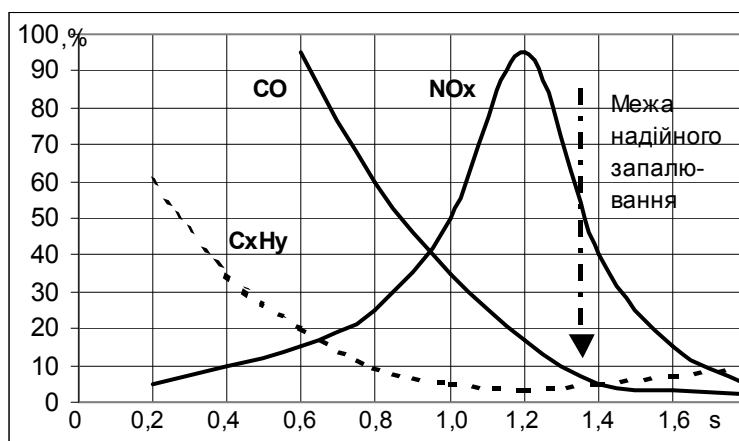


Рисунок 1 – Залежність викидів ДВЗ від коефіцієнту надлишку повітря

Як випливає з рис. 1, навіть при відсутності нейтралізатора відпрацьованих газів можливо істотне зниження витрати палива та обсягу викидів токсичних речовин у широкому інтервалі експлуатаційних навантажень. Однак технічна реалізація цього напрямку до останнього часу не одержала поширення внаслідок обмеженого потенціалу існуючих систем запалювання, здатних забезпечувати надійне запалювання перезбідненої робочої суміші.

Результати роботи. В основу розробки поставлено завдання підвищення надійності запалювання перезбідненої паливоповітряної суміші з коефіцієнтом надлишку повітря 1,2-1,6 за допомогою використання замість обмеженої надійності та потужності транзисторного перетворювача напруги трифазного підвищувального трансформатора, первинні обмотки якого з'єднані з фазними обмотками бортового генератора змінного струму, а вторинні обмотки трансформатора через випрямляч з'єднані з накопичувальним конденсатором, який з'єднаний з котушками запалювання тиристорними ключами, що забезпечує значне підвищення потужності системи запалювання внаслідок використання для живлення системи запалювання стабільної напруги бортового генератора змінного струму достатньої потужності, що у свою чергу підвищує надійність запалювання навіть перезбідненої суміші та загальну надійність двигунів внутрішнього згорання, яка на 60-80% визначається насамперед системою запалювання.

Поставлене завдання вирішується тим, що система запалювання для двигуна внутрішнього згорання, що містить перетворювач напруги, накопичувальний конденсатор, тиристорні ключі та розподільник запалювання з котушками запалювання, при цьому перетворювач напруги виконаний у вигляді трифазного підвищувального трансформатора, первинні обмотки якого за допомогою автоматичного комутатора з'єднані з фазними обмотками бортового генератора змінного струму, а вторинні обмотки трансформатора через трифазний випрямляч з'єднані з накопичувальним конденсатором, що з'єднаний з котушками запалювання тиристорними ключами, керуючі входи яких з'єднані з розподільником запалювання [6].

Використання для перетворення напруги підвищувального трифазного трансформатора, що не має транзисторів та інших електронних елементів, дозволяє значно збільшити інтегральну надійність системи запалювання.

Використання автоматичного комутатора дозволяє змінювати коефіцієнт трансформації перетворювача напруги відповідно до величини напруги, що розвивається бортовим генератором при запуску й роботі двигуна.

Підключення первинних обмоток трансформатора до фазних обмоток бортового генератора змінного струму забезпечує стабілізацію напруги запалювання внаслідок контролю та регулювання напруги генератора автомобіля і необхідну потужність перетворювача напруги для 8-12 циліндрових двигунів.

Наявність з'єднаних з котушками запалювання тиристорних ключів виключає необхідність використання контактної механічної розподільника напруги запалювання, що також підвищує надійність системи запалювання і забезпечує застосування електронного мікропроцесорного керування системою запалювання.

Функціональна схема системи запалювання наведена на рис.2.

Система запалювання містить підвищувальний трансформатор 1, первинні обмотки якого за допомогою автоматичного комутатора 2 приєднані до фазних обмоток бортового генератора 3 змінного струму. Вторинні обмотки підвищувального трансформатора через трифазний випрямляч 4 з'єднані з накопичувальним конденсатором 5, який за допомогою тиристорних ключів 6, 7 з'єднаний з котушками запалювання 8, 9. Керуючі входи тиристорних ключів 6, 7 з'єднані з електронним розподільником запалювання 10.

Система запалювання працює в такий спосіб.

Переважає більшість сучасних автомобілів сконструйовані таким чином, що запуск двигуна неможливо здійснити вручну, а тільки за допомогою стартера або буксируванням. При прокручуванні двигуна стартером напруга бортового генератора 3 становить 20-30% номінального, тому автоматичний комутатор 2 підключає до фазних обмоток генератора тільки частину первинних обмоток трансформатора 1, що збільшує коефіцієнт трансформації та забезпечує одержання у вторинних обмотках трансформа-

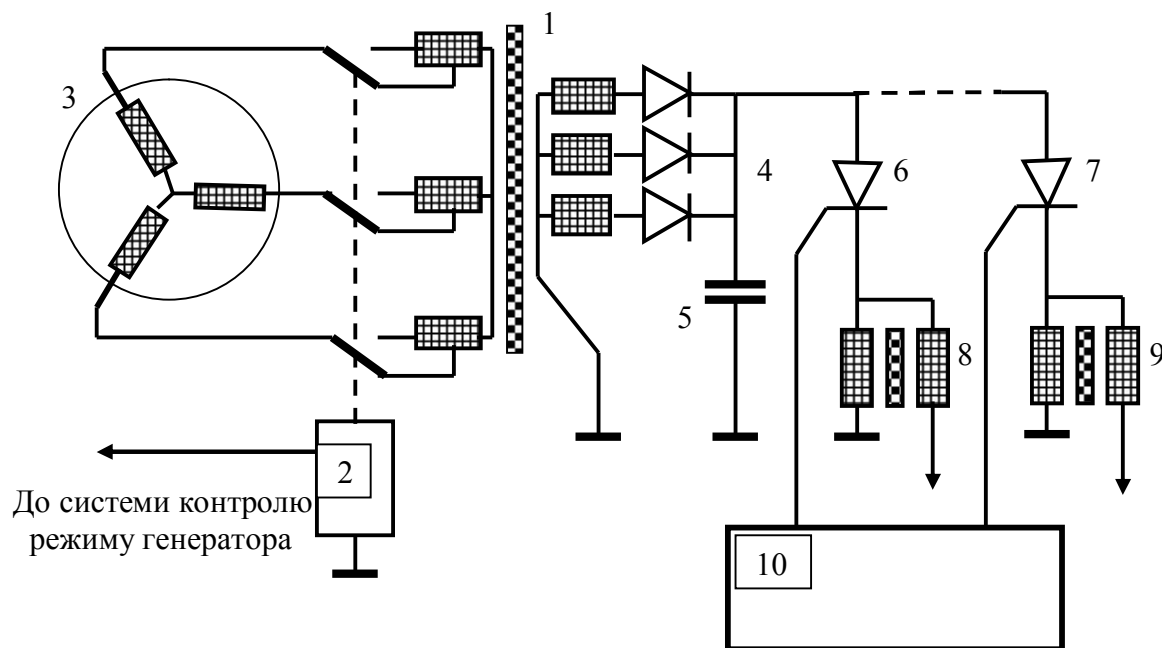


Рисунок 2 – Система запалювання двигуна Отто

тора 1 і на накопичувальному конденсаторі 5 напруги, достатньої для надійного запалювання збідненої робочої суміші в циліндрах двигуна. Накопичувальний конденсатор 5 заряджається через випрямляч 4 до амплітудного значення напруги вторинної обмотки трансформатора 1 і керуючі імпульси електронного розподільника запалювання 10 відкривають тиристорні ключі 6,7 відповідно до порядку роботи циліндрів двигуна. Накопичувальний конденсатор 5 розряджається через первинні обмотки котушок запалювання 8,9, у результаті чого у вторинних обмотках котушок виникає імпульс високої напруги, який викликає іскровий розряд на свічках запалювання. Після запуску двигуна з'єднаний із системою контролю режиму генератора (контрольною лампою генератора) автоматичний комутатор 2 підключає повністю первинні обмотки трансформатора 1, що змінює коефіцієнт трансформації та виключає виникнення надлишкової перенапруги. Напруга бортового генератора 3, від фазних обмоток якого живиться система запалювання, до цього моменту досягає номінального значення і підтримується стабільною за допомогою штатного регулятора напруги, що забезпечує достатню потужність перетворювача напруги та стабілізацію напруги запалювання.

Таким чином, розроблена система запалювання має високу потужність і надійність внаслідок використання замість обмеженої потужності транзисторного перетворювача напруги з'єднаного з бортовим генератором змінного струму значно більш надійного підвищувального трансформатора разом з безконтактним електронним розподільником запалювання та живленням системи запалювання досить потужною стабільною напругою бортового генератора змінного струму.

Висновки. Внаслідок стрімкого розвитку автомобілебудування наприкінці ХХ і початку ХХІ сторіч активізація експлуатації автотранспорту супроводжується значним впливом на екологічний стан навколишнього середовища внаслідок збільшення шкідливих викидів антропогенного походження і є причиною реальної загрози здоров'ю людей, тому необхідно якнайшвидше запроваджувати радикальні заходи по зниженню токсичності відпрацьованих газів, насамперед кількості наявних у них моно- та діоксидів вуглецю, оксидів азоту та інших компонентів.

В силу історичних обставин, Україна, яка виготовляє найкращі у світі космічні ракети, транспортні літаки та іншу високотехнологічну продукцію, не є визнаним світовим автовиробником. На жаль, національні автовиробники практично не займаються створенням концептуальних моделей, насамперед внаслідок відсутності на державному рівні національної стратегічної програми розвитку автомобілебудування, зате від Криму до Чернігова стрімко виникають заводи «викруткового» виготовлення СНД-івського, корейського, китайського та іншого автоантикваріату, національні перспективи експлуатації якого абсолютно інверсні світовим тенденціям сучасного світового автомобілебудування.

Надсучасні двигуни внутрішнього згорання досить близькі до межі вдосконалення, тому запровадження інноваційних технологій підвищення економічної ефективності та екологічної безпеки автомобільної енергетики вимагає безпрецедентних інтелектуальних і фінансових інвестицій з неоднозначним результатом.

Розроблені та широко застосовувані в сучасному автомобілебудуванні досить дорогі енергозберігаючі та екологічні заходи малоефективні, а нові перспективні технологічні і конструктивні рішення вимагають кардинальних змін конструкції двигунів, що при величезних масштабах їхнього виробництва пов'язано з колосальними фінансовими витратами.

З урахуванням стану і потенціалу національної автомобільної промисловості, перспективним інноваційним технічним напрямком підвищення економічної ефективності та екологічної безпеки автомобільної енергетики слід визнати використання особливих режимів ДВЗ, зокрема робочих процесів з перезбіднення суміші при коефіцієнті надлишку повітря 1,2-1,6, що дозволяють певною мірою збільшити технологічну, економічну та екологічну ефективність національних транспортних перевезень.

ЛІТЕРАТУРА

1. А.С.Иванов. Мировой рынок автомобилей – в авангарде процессов глобализации // Внешнеэкономический бюллетень. – 2007. – № 2. – С.30-41.
2. Б.Н.Белоусов, Д.Б.Изосимов. Автомобили с гибридной трансмиссией и КЭУ // Автомобильная промышленность. – 2006. – № 6. – С.4-6.
3. В.В.Карницкий и др. Автомобильная энергетика: современные пути развития // Автомобильная промышленность. – 2006. – № 6. – С.6-10.
4. Б.Е.Железко. Термодинамика, теплопередача и двигатели внутреннего сгорания.- Минск: Высшая школа. – 1995. – 271с.
5. В.Н.Лукашин, Ю.В.Трофименко. Промышленно-транспортная экология. – М.: Высш. шк. – 2001. – 273с.
6. А.І.Пабат та ін. Система запалювання для двигуна внутрішнього згорання. Патент № 75948, Україна, F02P 3/02. – 2006. – Бюл. № 6.

УДК 662.987.697

ПАБАТ А.І., к.т.н., доцент

Дніпродзержинський державний технічний університет

ІННОВАЦІЙНА ТЕХНОЛОГІЯ ЕКСПРЕС-ДІАГНОСТИКИ ПАЛИВНОЇ СИСТЕМИ ДИЗЕЛЬНИХ ДВИГУНІВ

Розроблена інноваційна технологія експрес-діагностики паливної системи двигуна внутрішнього згорання, яка забезпечує можливість повної функціональної експрес-діагностики без демонтажу агрегатів і окремих елементів системи живлення.

Разработана инновационная технология экспресс-диагностики топливной системы двигателей внутреннего сгорания, обеспечивающая возможность полной функциональной экспресс-диагностики без демонтажа агрегатов и отдельных элементов системы питания.

The research deals with the innovative technology of the combustion fuel system express-diagnostics which enables to early out the complete functional express- diagnostics without dismantling the appliances and separate system elements.

Вступ. Внаслідок стрімкого розвитку автомобілебудування наприкінці ХХ та початку ХХІ століття, коли темпи зростання випуску автомобілів майже вдвічі перевищували приріст населення, загальносвітове виробництво у 2006 році перевищило 58 мільйонів одиниць при загальному технологічному потенціалі в 75 мільйонів, з яких 75% становили легкові автомобілі, 23,5%- легкі вантажівки та 1,5% - важкі вантажні автомобілі і автобуси [1]. Потужність національного автотранспортного потенціалу майже досягає світового рівня, але значно відрізняється від більшості країн Євросоюзу. Економічна ситуація, що створилась, істотно вплинула на автотранспортний потенціал України, і насамперед на його адекватний технічний стан, що являє реальну загрозу екологічній безпеці національних автоперевезень. Структура автотранспортного потенціалу України представлена на рис.1.

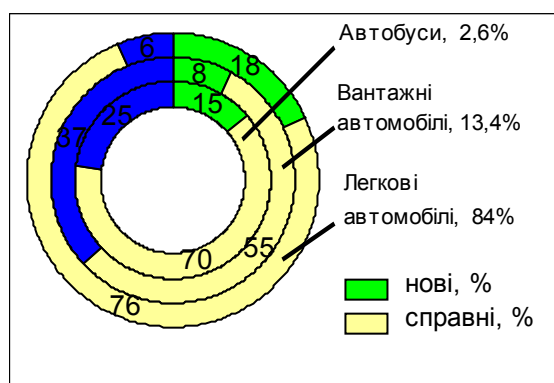


Рисунок 1 – Структура автотранспортного потенціалу України, %

Частка легкових автомобілів становить 84%, вантажних автомобілів – 13,4%, автобусів – 2,6%, що майже не відрізняється від загальносвітової структури. З усього наявного парку легкових автомобілів нові автомобілі складають 18%, а технічно справні (за даними ДАІ) – 76%. Нові вантажівки складають 8% парку вантажних автомобілів, технічно справні – 55%. У структурі автобусів технічно справних тільки 70%, при цьому всього 15% відповідають сучасним вимогам до перевезення пасажирів, 40% загального парку складають мікроавтобуси, які виконують більш 50% усіх пасажирських перевезень [2]. Відповідно до статистики, в Україні зареєстровано 73,2 тис. автопідприємств, у яких зосереджено 1,6 млн. автомобілів усіх видів, і близько 60 тис. фізичних осіб займаються приватним візництвом. Розподіл автопідприємств по кількості в них автомобілів представлено на рис.2.

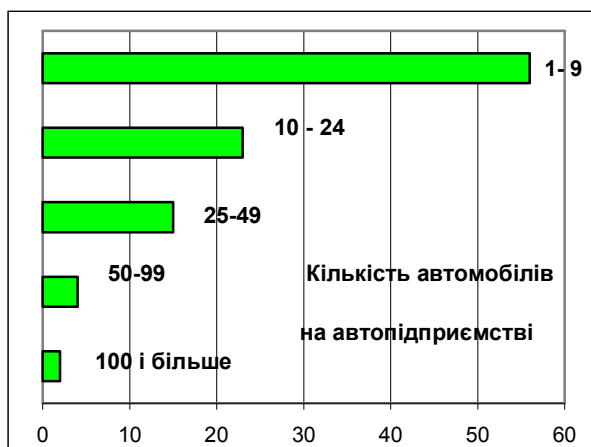


Рисунок 2 – Структура автотранспортних підприємств України, %

Як випливає з рис.1, загальний технічний рівень національного автотранспортного потенціалу не відповідає технічним вимогам та вимогам безпеки перевезень, і насамперед пасажирських. Як випливає з рис.2, майже 60 % транспорту зосереджені в дрібних автопідприємствах, які не мають достатньої технічної бази і кваліфікованого обслуговуючого персоналу для підтримки необхідного технічного рівня транспортних засобів. Видається очевидним, що найближчим часом ситуація докорінно не зміниться, тому розробка та термінове впровадження технологій оперативного моніторингу адекватного технічного стану транспортних засобів дозволить значною мірою поліпшити рівень екологічної безпеки національних автоперевезень. Існуючі технології та обладнання діагностики або надто дорогі, або надто складні, тому не можуть бути широко використані в невеликих автопідприємствах, яких на Україні найбільше (рис.2).

Постановка задачі. Традиційно діагностування технічного стану автомобілів і їхніх окремих елементів (агрегатів, вузлів, систем), як правило складається з контролю відхилення величини діагностичного параметра від його номінального значення та зіставлення відхилення із припустимими значеннями. На підставі результатів контролю здійснюється висновок про технічний стан об'єкта у формі «справний» або «несправний». Але цього висновку недостатньо, тому що технічній службі автотранспортних підприємств необхідні відомості про залишковий ресурс безвідмовної роботи кожного автомобіля окремо та усього парку в цілому. Іншими словами, питання прогнозування на сьогодні набувають першорядного значення.

Слід визнати, що питання достовірної оперативної діагностики і прогнозування технічного стану автомобільних двигунів і окремих систем дотепер практично не вирішені остаточно. Пояснюється це, насамперед, недосконалістю діагностичного устаткування, а також відсутністю необхідних даних про закономірності зміни структурних параметрів і параметрів вихідних процесів. Використання сучасних засобів діагностики визначає поступовий перехід від оцінки технічного стану й надійності групи автомобілів найбільш імовірними методами до однозначної оцінки конкретного, окремо взятого автомобіля. Обробка результатів такої оцінки за допомогою комп'ютерних технологій створює передумови для використання методів прогнозування [3,4]. Характерною ознакою сучасних діагностичних стендів є також широке застосування цифрових приладів для фіксації показників, які надходять при вимірі від датчиків, з метою реєстрації їх у закодованому виді друкувальним пристроєм комп'ютера.

Результати роботи. Використання складних автоматичних діагностичних стендів у світовій практиці показало, що високі первісні витрати на їхнє виготовлення та значні витрати на експлуатацію не компенсуються підвищенням достовірності та зниженням трудомісткості діагностування. Було встановлено, що застосування автоматич-

них стендів не призводило до зменшення кількості звичайних приладів на постах діагностики. Тому більш раціональною вважається так звана система динамічної діагностики, яка передбачає контроль декількох основних «комплексних» величин, які характеризують роботу двигуна і його систем у цілому, і дозволяє виявити основні несправності, які впливають на ефективність протікання робочого процесу двигуна. Витрати на діагностування при цій системі відносно невеликі, що й визначає перспективи її практичного використання.

Найбільше значення для забезпечення економічних і екологічних показників автомобіля має система живлення двигунів, і насамперед дизельних. Паливний насос високого тиску повинен забезпечувати рівномірну подачу строго дозованих порцій палива в кожний циліндр двигуна в певний момент і протягом відповідного проміжку часу під високим тиском. Якщо робота паливного насоса порушена, відбувається різке збільшення викидів сажі і перевитрати палива [5,6].

Існуючі методи діагностики системи упорскування палива дизельних двигунів залишилися практично незмінними з моменту винаходу дизельних двигунів [7]. Значно підвищити надійність діагностики з мінімальними витратами дозволяє використання сучасних фізичних методів діагностики із застосуванням осцилографів у приладах для діагностики. Практика останніх років показала, що для підготовленого фахівця осцилограф дає можливість не тільки одержати об'єктивну картину стану електричних приладів і елементів двигуна, але і швидко оцінити технічний стан і правильність регулювання механічної частини. Незважаючи на те, що нові цифрові прилади дають можливість робити ті ж самі операції, що й осцилографи, а також мають пристрої для фіксування інформації, їх вартість придбання та експлуатації незрівнянно вища, тому осцилографи і у майбутньому будуть широко застосовуватися при діагностиці [8].

Найважливіші операції діагностики системи живлення дизельних двигунів – ку-та випередження упорскування, технічного стану плунжерних пар насосу високого тиску, величини циклової подачі палива – виявляється можливим визначити за допомогою застосування розробленого фізичного методу експрес-діагностики при використанні встановлюваних на паливопроводі датчиків тиску і багатопроменевого електронного осцилографа.

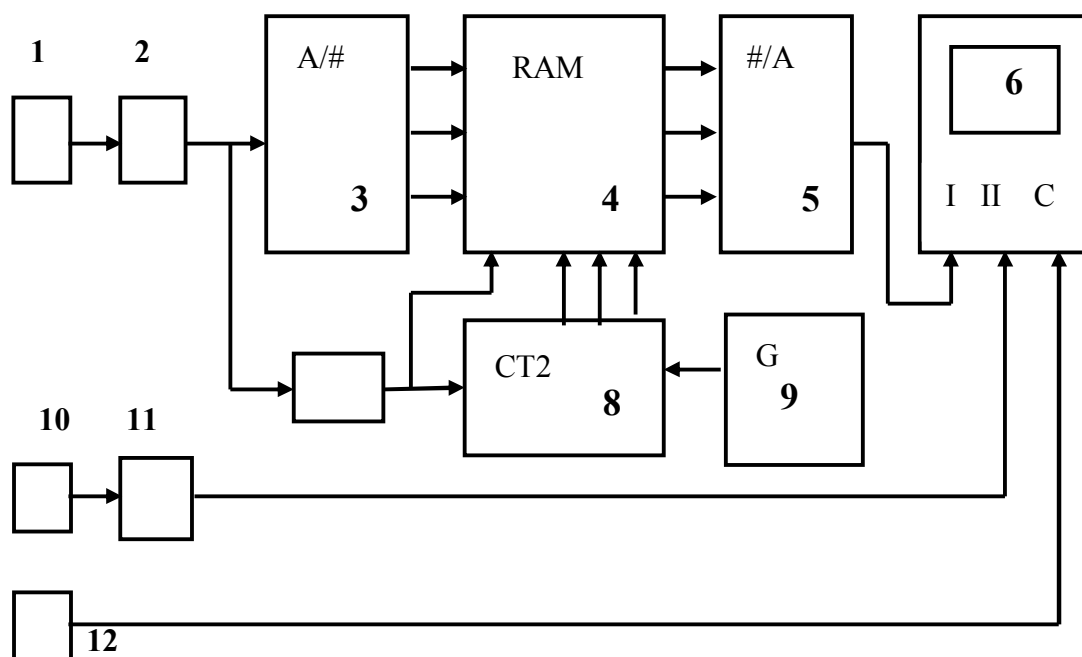
Основою інноваційної технології експрес-діагностики є розроблений пристрій, що містить щонайменше два датчики тиску в паливопроводі двигуна, компаратори, індикатор, датчик положення верхньої мертвої точки першого циліндра двигуна, аналого-цифровий перетворювач, оперативний запам'ятовуючий пристрій з інформаційною та адресною шиною, лічильник формування адреси, багатопроменевий осцилограф, тактовий генератор і керований таймер [9].

Застосування щонайменше двох датчиків тиску в паливопроводі двигуна дозволяє здійснювати одночасну експрес-діагностику технічного стану елементів системи упорскування палива в різних циліндрах двигуна.

Застосування щонайменше двох компараторів збільшує надійність експрес-діагностики внаслідок обмеження і фільтрування паразитних шумів двигуна, які неминуче реєструють датчики тиску.

Застосування аналого-цифрового перетворювача, оперативного запам'ятовуючого пристрою, цифро-аналогового перетворювача і керованого таймера дозволяє збільшити точність експрес-діагностики завдяки можливості сполучення на екрані осцилографа осцилограм процесу упорскування палива в різних циліндрах двигуна, які реєструються у різний час.

Функціональна схема пристрою для експрес-діагностики паливної системи двигуна внутрішнього згоряння представлена на рис.3.



1 – датчик тиску в паливопроводі одного із циліндрів двигуна; 2 – компаратор; 3 – аналого-цифровий перетворювач (АЦП); 4 – оперативно-запам'ятовуючий пристрій (ОЗП); 5 – цифро-аналоговий перетворювач (ЦАП); 6 – багатопроміневий осцилограф; 7 – керований таймер; 8 – лічильник формування адреси ОЗП; 9 – тактовий генератор; 10 – датчик тиску в паливопроводі; 11 – компаратор; 12 – датчик положення верхньої мертвої точки першого циліндра двигуна

Рисунок 3 – Функціональна схема пристрою для експрес-діагностики паливної системи двигуна внутрішнього згорання

Датчик 1 тиску в паливопроводі одного із циліндрів двигуна (переважно першого) за допомогою компаратора 2 з'єднаний із входом аналого-цифрового перетворювача (АЦП) 3, вихід якого з'єднаний з інформаційною шиною оперативного запам'ятовуючого пристрою (ОЗП) 4, вихід якого з'єднаний із цифро-аналоговим перетворювачем (ЦАП) 5, вихід якого з'єднаний з одним із входів багатопроміневого осцилографа 6. Компаратор 2 з'єднаний з керованим таймером 7, який з'єднаний із шиною «записування» ОЗП 4, лічильником 8 формування адреси ОЗП, з'єднаним з тактовим генератором 9. Елементи 3, 4, 5, 7, 8, 9 утворюють керовану лінію затримки сигналу датчика 1. Датчик 10, за допомогою компаратора 11 з'єднаний з іншим входом багатопроміневого осцилографа і може бути встановлений для контролю системи упорскування будь-якого циліндра двигуна. Датчик 12 положення верхньої мертвої точки першого циліндра двигуна з'єднаний із входом синхронізації генератора розгортки осцилографа.

Працює пристрій у такий спосіб.

Зміна тиску в паливопроводі одного із циліндрів двигуна реєструється датчиком 1 і за допомогою АЦП перетворюється в паралельний цифровий код, який заноситься в пам'ять ОЗП 4 протягом обумовленого частотою тактового генератора 9 часу формування повної адреси ОЗП. Керований таймер 7 дозволяє зчитування інформації з ОЗП через певний час, по закінченню якого паралельний цифровий код перетворюється ЦАП 5 в аналоговий сигнал і реєструється на екрані осцилографа 6. Сигнал датчика 10, встановленого на паливопроводі іншого циліндра двигуна, також реєструється осцилографом 6, але при цьому вони розділені в часі залежно від порядку роботи циліндрів двигуна. Змінюючи час спрацьовування керованого таймера 7, можна

регулювати момент відтворення сигналу датчика 1, тобто синхронізувати в часі із сигналом датчика 10, що дозволяє сполучувати на екрані осцилографа 6 осцилограми сигналів від різних циліндрів і забезпечує максимальну точність їхньої ідентифікації. Компаратори 2 і 11 відкриваються тільки після перевищення рівня сигналів датчиків 1 і 10 встановленого граничного значення, що дозволяє збільшити достовірність експрес-діагностики внаслідок обмеження та фільтрування паразитних шумів двигуна, які неминуче реєструють датчики тиску.

Типові осцилограми діагностики представлені на рис.4, де зображено осцилограму упорскування третього циліндра (суцільна крива) та зміщену в часі осцилограму упорскування першого циліндра (пунктирна крива) для двигуна з порядком роботи циліндрів 1-3-4-2.

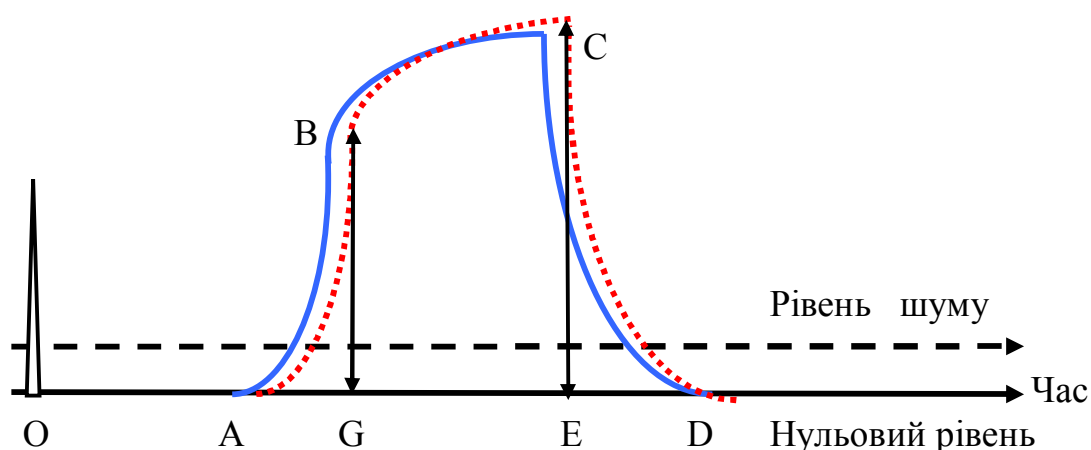


Рисунок 4 – Типові осцилограми діагностики паливної системи

Використовуючи нові фізичні принципи, інноваційна технологія експрес-діагностики дозволяє здійснювати повну порівняльну експрес-діагностику циклу упорскування палива у будь-якому циліндрі двигуна методом ідентифікації сполучених на екрані осцилографа для забезпечення максимальної точності осцилограм, а саме:

1. Визначення випередження упорскування щодо верхньої мертвої точки поршня і роботу відцентрового або електронного регулятора випередження упорскування (ділянка АО на осцилограмі).
2. Визначення стану плунжерних пар насосу високого тиску по швидкості наростання тиску упорскування (ділянка АВ на осцилограмі).
3. Визначення порівняльної величини тиску упорскування (ордината ВG на осцилограмі).
4. Визначення порівняльної величини циклової подачі палива по тривалості упорскування (ділянка ВС на осцилограмі).
5. Визначення порівняльної величини тиску відсічення (ордината СЕ на осцилограмі).

В процесі розробки та досліджень в якості керованої лінії затримки було використано звичайний цифровий ревербератор. При промисловому виготовленні пристрій може бути реалізований на елементній базі середнього ступеня інтеграції або спеціалізованою однокристальною мікросхемою.

Висновки. Таким чином, розроблена інноваційна технологія експрес-діагностики паливної системи двигуна внутрішнього згорання з використанням пристрою, що містить датчики тиску в паливопроводі двигуна, компаратори, індикатор, датчик положення верхньої мертвої точки першого циліндра двигуна, аналого-цифровий

перетворювач, оперативний запам'ятовуючий пристрій з інформаційною та адресною шинами, лічильник формування адреси, багатопроменевий осцилограф, тактовий генератор і керований таймер забезпечує можливість повної функціональної експрес-діагностики без демонтажу агрегатів і окремих елементів системи живлення. Економічний ефект від застосування методу та засобів діагностики досягається за рахунок зменшення витрат на технічне обслуговування, ремонт і підвищення довговічності автомобілів. Зменшення витрат, як трудових, так і фінансових, обумовлене тим, що при використанні інноваційної технології діагностики контрольні, регулювальні і демонтажно-монтажні роботи виконуються по фактичній потребі, а не по заздалегідь розробленій схемі. Ремонт у цьому випадку здійснюється також по фактичній потребі і ресурс деталей, агрегатів та вузлів використовується повністю. Витрати на технічне обслуговування і ремонт автомобілів вантажного парку, наприклад, протягом одного року іноді перевищують вартість нового автомобіля. У собівартості автомобільних перевезень ці витрати становлять до 25%. Тому цілком очевидно, що зменшення цих витрат тільки на 1% принесе державі економію в кілька мільйонів гривень.

ЛІТЕРАТУРА

1. А.С.Иванов. Мировой рынок автомобилей – в авангарде процессов глобализации // Внешнеэкономический бюллетень. – 2007. – № 2. – С.30-41.
2. В.В.Могила. Автотранспортный потенциал Украины // Дорога. – 2006. – № 4. – С.64-65.
3. В.И.Сарбаев. Научно-методические основы обеспечения экологической безопасности автомобильного транспорта // Вестник машиностроения. – 2004. – № 7. – С.75-77.
4. О.А.Лудченко. Технічне обслуговування і ремонт автомобілів. – К.: Знання, 2004. – 478с.
5. А.П.Солтус. Теория эксплуатационных свойств автомобиля. – К.: Арістей, 2004. – 188с.
6. Ю.Ф. Гутаревич. Екологія автомобільного транспорту. – К.: Основа, 2002. – 312с.
7. Г.П. Панкратов. Двигатели внутреннего сгорания. – М.: Высшая школа, 1999. – 320с.
8. В.А. Сажко. Електричне та електронне обладнання автомобілів. – К.: Каравела, 2004. – 304с.
9. А.І.Пабат та ін. Пристрій для експрес-діагностики двигуна внутрішнього згорання. Патент № 20612, Україна, G01M15/04, G01N3/00. – 2007. – Бюл. № 2.

УДК 629.113.004.5.001

КОРОБОЧКА А.Н., д.т.н., професор
ШМАТКО Д.З., к.т.н., доцент
СЕМЕНЕНКО Е.В., аспірант

Днепродзержинский государственный технический университет

ПУТИ РАЗВИТИЯ АВТОТРАНСПОРТНЫХ ПРЕДПРИЯТИЙ В РЫНОЧНЫХ УСЛОВИЯХ

Розглянуто оптимальні шляхи реконструкції виробничо-технічної бази автотранспортних підприємств та життєвий цикл технологічного обладнання.

Рассмотрены оптимальные пути реконструкции производственно-технической базы автотранспортных предприятий и жизненный цикл технологического оборудования.

The optimum ways of reconstruction of technological base of enterprises of motor transports and life cycle of technological equipment are considered.

Введение. Развитие автомобильного транспорта осуществляется в основном за счет пополнения парка автомобилями большой грузоподъемности, специализированным подвижным составом, автопоездами и другими типами автомобилей. Однако необходимым условием выполнения автомобилями заданных функций является их исправное техническое состояние, которое во многом зависит от функционирования системы их технического обслуживания и ремонта.

Для совершенствования процессов управления техническим состоянием автомобилей необходимо знать факторы, влияющие на изменение технического состояния подвижного состава, технологию и прогрессивные методы технического обслуживания и ремонта автомобилей.

В настоящее время основой для экономической оценки и установления оптимальных сроков службы технологического оборудования для выполнения технического обслуживания и ремонта автомобилей на автотранспортных предприятиях являются данные об изменении текущих и капитальных затрат при использовании оборудования из-за его физического и морального износа. Анализ технического состояния оборудования показал отсутствие конкретных зависимостей и теоретического обоснования влияния физического и морального износа производственно-технической базы на эффективное состояние и развитие автотранспортного предприятия в рыночных условиях.

Срок службы технологического оборудования определяется не только физическим, но и моральным износом. На сегодняшний день известны две формы морального износа оборудования. Первая форма – это результат удешевления производства нового оборудования, обладающего теми же конструктивными свойствами и эксплуатационными параметрами, что и существующие. Вторая форма – это результат создания нового более производительного и экономического оборудования или следствие замены данного конкретного вида производственно-технической базы более экономичной. При этом следует учитывать, что нормы амортизационных отчислений на реновацию необходимо устанавливать на основе восстановительной, а не первоначальной стоимости оборудования. Это означает, что если учитывать влияние первой формы морального износа, то величина удельных затрат на восстановление производственно-технической базы с увеличением ее нормативного срока службы уменьшается не только за счет возрастания суммарной наработки, но и за счет снижения воспроизводства, то есть проектирования и создания производственно-технической базы автотранспортного предприятия.

Постановка задачи. При выборе оптимального пути реконструкции производственно-технической базы автотранспортного предприятия необходимо знать какой срок службы существующего технологического оборудования следует считать эффективным.

Результаты работы. На рис. 1 представлена графическая интерпретация жизненного цикла автотранспортного предприятия. Участок кривой 0–1 характеризует этап выхода предприятия на проектный режим работы. Участок кривой 1–2 характеризуется максимально возможным использованием производственно-технической базы АТП. Кривая 2–3 соответствует периоду старения (деградации) производственно-технической базы АТП, при котором вследствие износа и увеличивающейся с течением

времени наработки оборудования на отказ значительное время затрачивается на его техническое обслуживание и ремонт.

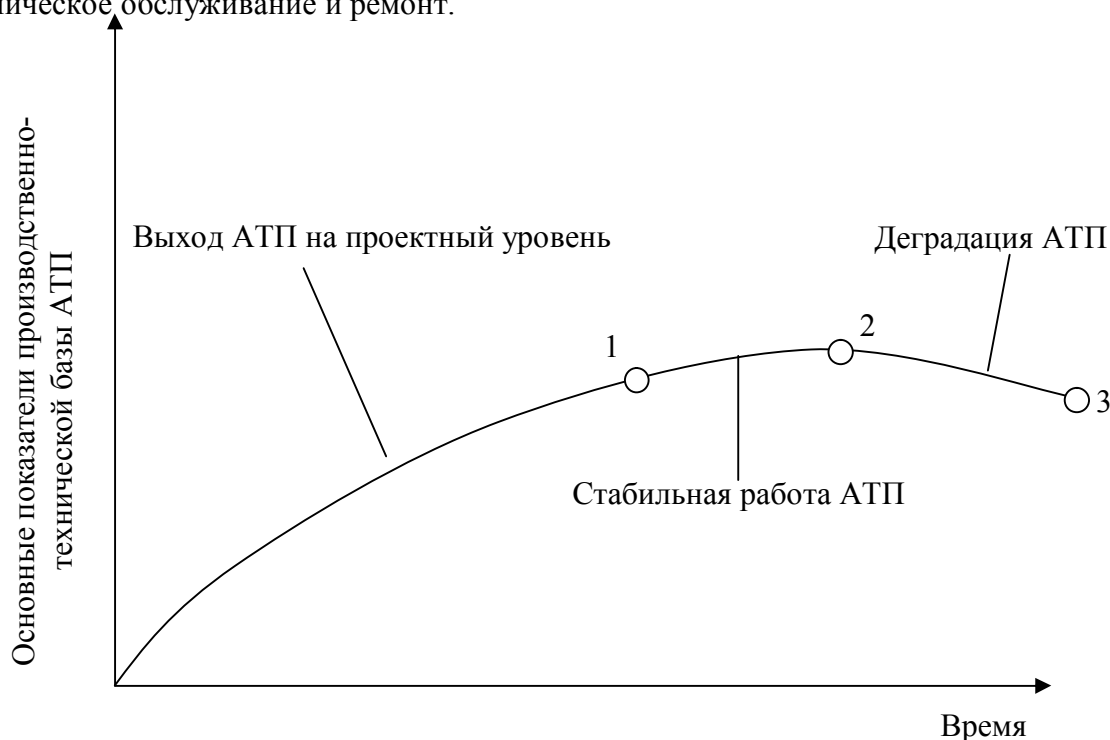


Рисунок 1 – Цикл жизнедеятельности автотранспортного предприятия

Жизненный цикл технологического оборудования, составляющего производственно-техническую базу АТП, состоит из следующих этапов: создание оборудования, подготовка оборудования к работе, эксплуатация оборудования, техническое обслуживание оборудования, текущий и капитальный ремонт оборудования, утилизация оборудования. Каждый этап имеет свои особенности и влияние на техническое состояние оборудования и приводит к его старению и износу.

Время завершения эксплуатации технологического оборудования зависит от множества факторов и зачастую определяется руководством автотранспортного предприятия с учетом наработки и срока его службы, но без учета его технического состояния и экономической эффективности.

С точки зрения технико-экономической эффективности от эксплуатации технологического оборудования целесообразно отказаться в тот момент времени, когда его эффективность достигла \max , то есть затраты на единицу выполняемой работы (проведение одного ежедневного обслуживания, одного технического обслуживания ТО-1, ТО-2 или одного вида текущего ремонта автомобиля ТР) достигает min.

При этом зависимость затрат на единицу выполняемой работы имеет следующий вид (рис.2):

$$C = \frac{A + B \cdot t + Z \cdot t^n}{\Pi \cdot t}, \quad (1)$$

- где A – начальная стоимость технологического оборудования, грн;
 B – затраты на эксплуатационные материалы (смазки, технологические жидкости, электроэнергия и т.д.), грн;
 Z – затраты на ТО и ремонт технологического оборудования на единицу выполняемой работы, грн.;
 Π – производительность работы технологического оборудования (количество проведенных работ в течение одного часа);

n – показатель степенной зависимости затрат на проведение ТО и ремонт технологического оборудования, зависящий от конструктивной сложности оборудования, обеспечения запасными частями и т.д.

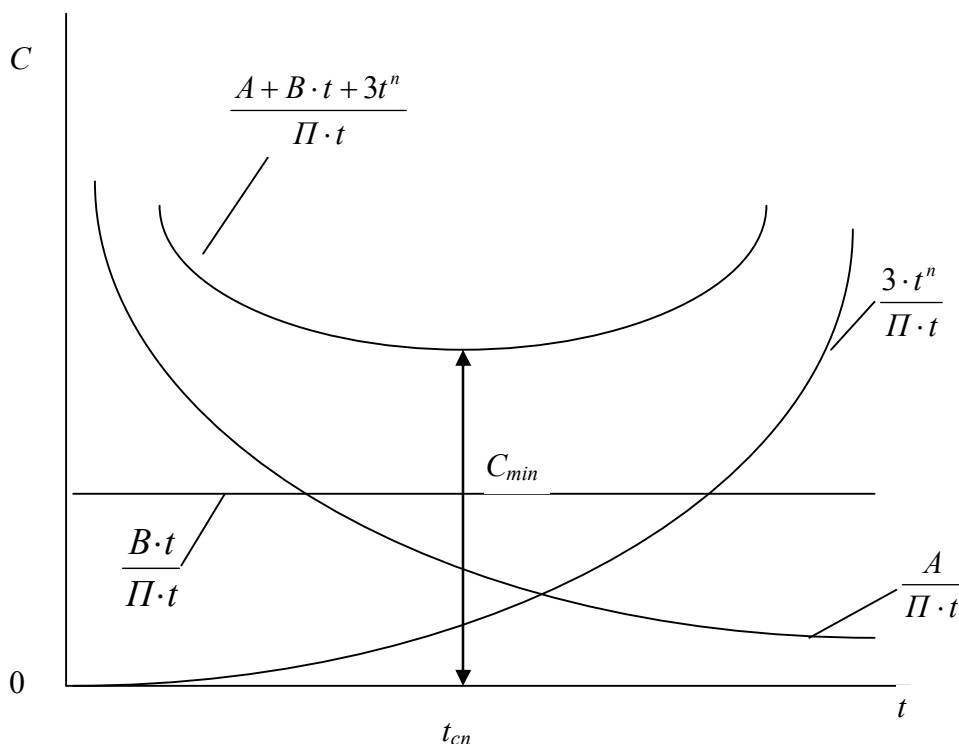


Рисунок 2 – Зависимость затрат на технологическое оборудование от времени его эксплуатации

Для каждого вида технологического оборудования величины $A, B, 3$ и n различны. Они могут отличаться и для каждого конкретного автотранспортного предприятия (размер АТП, назначение АТП и т.д.).

Поэтому для определения величин C_{min} и t_{cn} необходимо разработать математические модели для их определения.

Анализ развития автотранспортных предприятий предполагает следующие пути развития их производственно-технической базы:

- техническое перевооружение;
- организационно-технические мероприятия;
- реконструкция (малая или средняя);
- реконструкция (комплексная) с расширением;
- расширение со строительством филиала или строительство нового АТП;
- реконструкция (полная).

Выводы. Расширение со строительством нового АТП предполагает следующую структуру развития. Не приостанавливая деятельности существующего предприятия, начинается новый жизненный цикл – создание нового АТП, которое должно обладать более высокой производственной мощностью. Но для осуществления этого проекта необходимо спрогнозировать жизнедеятельность как строящегося предприятия, так и уже существующего. В настоящее время выбрать какой-то конкретный (оптимальный) путь развития АТП не представляется возможным, так как отсутствует методика прогнози-

рования состояния автотранспортного предприятия. Для этого необходимо решить следующие задачи:

1. Провести анализ производственных показателей АТП; установить взаимное влияние этих показателей и получить обобщенный критерий оценки состояния производственно-технической базы предприятия.

2. Создать методику оценки перспективного состояния АТП с целью прогнозирования его устойчивого развития.

3. Установить влияние физического и морального износа производственно-технической базы на эффективность работы АТП.

ЛИТЕРАТУРА

1. Варфоломеев В.Н. Управление техническим развитием предприятий автомобильного транспорта: Учеб.пособие – К.: УМК ВО. – 1989. – 116с.
2. Варфоломеев В.Н., Волошина Н.А. Реконструкция и техническое перевооружение предприятий автомобильного транспорта: Учеб.пособие – К.: УМК ВО. – 1991. – 124с.
3. Курников И.П. Развитие производственно технической базы АТП: Учеб. пособие – К.: УМК ВО. – 1991. – 80с.

УДК 622.271

СОБКО Б.Е., к.т.н., доцент

Национальный горный университет, г. Днепропетровск

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ДЛЯ ОЦЕНКИ ЭФФЕКТИВНОСТИ СИСТЕМ РАЗРАБОТКИ РОССЫПНЫХ МЕСТОРОЖДЕНИЙ

Запропоновано для оцінки систем розробки розсипних горизонтальних родовищ застосовувати такі технологічні параметри, як середню внутрішньокар'єрну відстань транспортування та сумарну відстань всіх транспортних комунікацій.

Предложено для оценки систем разработки россыпных горизонтальных месторождений применять такие технологические параметры, как среднее внутрикарьерное расстояние транспортирования вскрышных пород и суммарную протяженность транспортных коммуникаций.

It is offered for an estimation of system of development alluvial horizontal deposits to accept such technological parameters, as average opencast distance of transportation the overburden soil and total extent of transport communications.

Введение. В соответствии с постановлением Верховного Совета Украины о развитии горно-металлургического комплекса Украины до 2010 года, одним из условий их функционирования является переориентация производственных процессов на ресурсосберегающие технологии и комплексное использование природных ресурсов. Особую актуальность эти задачи приобретают при освоении титано-циркониевых месторождений, представленные в Украине россыпями Малышевского, Волчанского, Лемненского, Иршанского и др. месторождений. Однако при оценке эффективности систем разработки таких месторождений возникает ряд сложностей из-за значительной протя-

женности месторождений, больших расстояний транспортирования и объемов вскрышных пород.

Постановка задачи. В этой связи задача определения технологических параметров для оценки и выбора наиболее эффективной технологии отработки россыпных месторождений является весьма актуальной.

Опыт работы горнодобывающих предприятий показывает, что экономическая эффективность карьеров зависит от применяемого горно-транспортного оборудования, параметров системы разработки и организации работы оборудования. До настоящего времени в качестве основного критерия оценки эффективности технологических схем разработки месторождений применяются методики определения экономической эффективности по минимальным приведенным затратам на 1 т добытого полезного ископаемого. При этом учитываются годовые эксплуатационные затраты на содержание горного оборудования, годовые капитальные затраты, нормативный коэффициент эффективности капитальных вложений, годовая производительность карьера по полезному ископаемому. В технологических схемах, не отличающихся типом и числом применяемого горно-транспортного оборудования, критерием оценки могут служить эксплуатационные затраты на оборудование и производительность карьера по полезному ископаемому. Однако вышеприведенные методики не учитывают параметров системы разработки, которые непосредственно влияют на производительность горно-транспортного оборудования и на производительность карьера в целом.

Цель исследований – определение технологических параметров для оценки эффективности систем разработки россыпных месторождений.

Результаты работы. В задачу исследований ставилось изучение возможностей применения таких технологических параметров системы разработки, как среднее внутрикарьерное расстояние транспортирования вскрышных пород (l_{mp}^{cp}) и суммарной протяженности транспортных коммуникаций ($\Sigma l_{m,k}$) для оценки эффективности систем разработки россыпных месторождений.

В общем случае среднее внутрикарьерное расстояние транспортирования (l_{mp}^{cp}) вскрышных пород от забоев до внутреннего отвала при транспортных системах разработки горизонтальных месторождений определяется по формуле

$$l_{mp}^{cp} = l_e + l_m + l_o, \quad (1)$$

где l_e , l_m и l_o – соответственно расстояния транспортирования по вскрышной зоне карьера, в его торце и в отвальной зоне, м.

Выразив составляющие формулы (1) через параметры рабочей зоны (рис.1), получим

$$l_{mp}^{cp} = [L_\partial + 2(0,5H_e + h_d)(\text{ctg}\beta_n + \text{ctg}\beta_{n,e})] + [(0,5H_e + h_d) \cdot (\text{ctg}\varphi + \text{ctg}\beta_{pez}) + a], \quad (2)$$

где L_∂ – длина рабочей зоны карьера, м;
 H_e и h_d – соответственно мощности вскрыши и полезного ископаемого, м;
 φ и β_{pez} – соответственно результирующие углы откосов рабочего и нерабочего бортов карьера, град.;
 β_n – угол откоса нерабочих бортов в торцах карьера, град.;
 $\beta_{n,e}$ – устойчивый угол откоса нерабочих бортов в торцах карьера, град.,
 a – расстояние между нижними бровками добычного уступа и отвала, м.

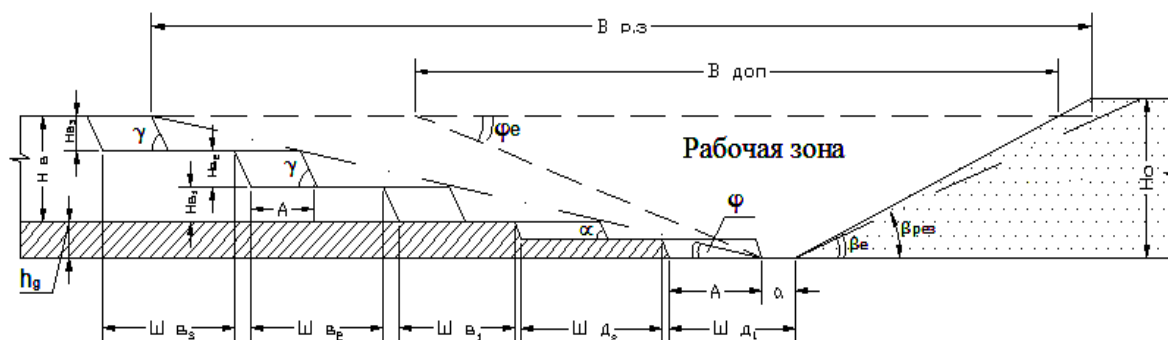


Рисунок 1 – Профильный разрез рабочей зоны карьера

Первое слагаемое формулы (2) отражает суммарное среднее расстояние транспортирования во вскрышной и отвальной зонах, т.е. $l_в + l_о$, второе – расстояние l_m в торце карьера.

Суммарная протяженность транспортных коммуникаций $\Sigma l_{m.к}$ определяется по этой же формуле, однако первое слагаемое умножается на два.

Следует отметить, что расстояние транспортирования l_{mp}^{cp} и протяженность транспортных коммуникаций $\Sigma l_{m.к}$ для конкретного месторождения (при постоянных $L_о$ и $B_о$ (ширина рабочей зоны карьера)) изменяются при изменении лишь углов откоса бортов рабочей зоны карьера.

Поэтому в расчетах по обоснованию выбора рациональной системы разработки целесообразно использовать величины приращений указанных расстояний. Так, приращение среднего расстояния Δl_{mp}^{cp} представляется как:

$$\Delta l_{mp}^{cp} = \Delta l_в + \Delta l_m + \Delta l_о, \quad (3)$$

где $\Delta l_в$ и $\Delta l_о$ – соответственно приращения расстояний транспортирования во вскрышной и отвальной зонах, м;

Δl_m – приращение расстояния транспортирования в торце карьера (со стороны выездных траншей или съездов), м.

Исходя из параметров, приведенных на рис. 1, имеем:

$$\Delta l_в = (0,5H_в + h_д) \cdot (\text{ctg } \varphi - \text{ctg } \varphi_e); \quad (4)$$

$$\Delta l_m = (0,5H_в + h_д) \cdot (\text{ctg } \beta_n - \text{ctg } \beta_{н.е}); \quad (5)$$

$$\Delta l_о = (0,5H_в + h_д) \cdot (\text{ctg } \beta_{рез} - \text{ctg } \beta_e), \quad (6)$$

где φ_e и β_e – соответственно максимально возможные углы откосов рабочего борта карьера и отвала, град.

Подставив эти выражения в формулу (3), получим:

$$\Delta l_{mp}^{cp} = (0,5H_в + h_д) \cdot [(\text{ctg } \varphi - \text{ctg } \varphi_e) + (\text{ctg } \beta_n - \text{ctg } \beta_{н.е}) + (\text{ctg } \beta_{рез} - \text{ctg } \beta_e)]. \quad (7)$$

Формулу (7) можно представить через соответствующие приращения котангенсов углов откосов бортов, т.е.

$$\Delta l_{mp}^{cp} = (0,5H_в + h_д) \cdot (\Delta \text{ctg } \varphi + \Delta \text{ctg } \beta_n + \Delta \text{ctg } \beta_{рез}). \quad (8)$$

Таким образом уравнение (8) позволяет проводить расчеты приращений при обосновании и выборе рациональной системы разработки.

Кроме этого на выбор рациональной системы разработки влияет показатель концентрации горных работ (K_G), расчет которого производится по формуле [1]

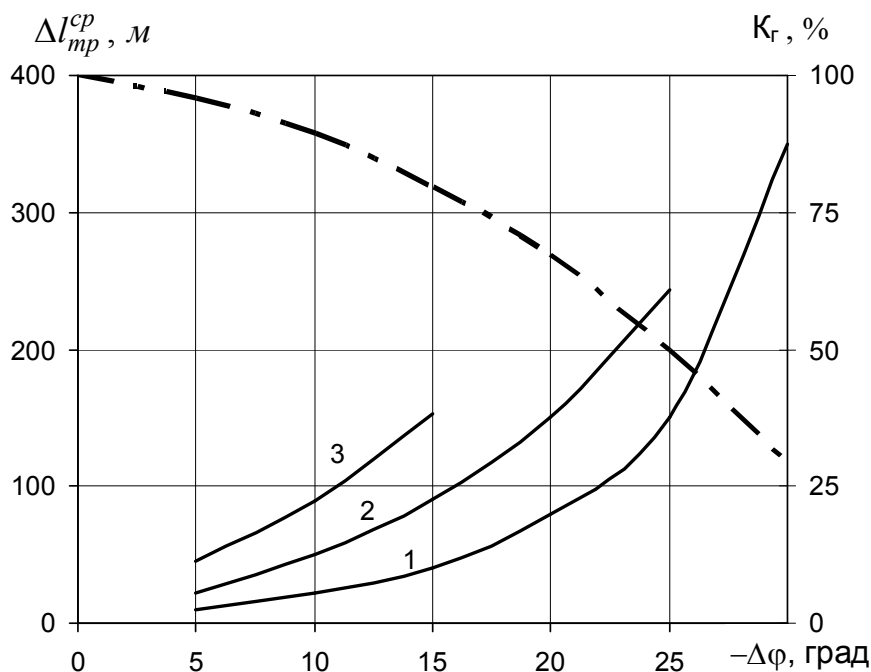
$$K_G = \frac{(\operatorname{ctg} \varphi_e + \operatorname{ctg} \beta_e) \cdot \operatorname{ctg} \beta_{н.е}}{(\operatorname{ctg} \varphi + \operatorname{ctg} \beta_{рез}) \cdot \operatorname{ctg} \beta_n} \quad (9)$$

Рассмотрен пример расчета приращений расстояния транспортирования $\Delta l_{тр}^{cp}$ и показателя концентрации горных работ (K_G) от уменьшения угла откоса рабочего борта $\Delta\varphi$.

Для исходных данных: $H_e = 50$ м; $h_d = 10$ м; $\varphi = 35^\circ$; $\beta_{рез} = 19^\circ$; $\beta_n = 30^\circ$ были выполнены исследования изменения приращений расстояния транспортирования от уменьшения угла откоса φ на величину $\Delta\varphi = \varphi - \varphi_e$, а также соответственно $\Delta\beta_n = \beta_n - \beta_{н.е}$ и $\Delta\beta_{рез} = \beta_{рез} - \beta_e$.

Результаты расчетов представлены на рис. 2.

Показано, что с увеличением размеров рабочей зоны карьера, т.е. с уменьшением углов откоса ее бортов, среднее расстояние транспортирования существенно увеличивается. Так, например, при уменьшении угла откоса рабочего борта φ на 15° по сравнению с максимально возможным $\varphi_e = 35^\circ$, среднее расстояние транспортирования $l_{тр}^{cp}$ увеличивается на 50 м. При соответствующем изменении (уменьшении на 15°) углов откосов бортов в торце карьера β_n и отвала $\beta_{рез}$ величина $l_{тр}^{cp}$ увеличивается на 170 м.



- 1 – без учета изменения углов откоса бортов $\beta_{рез}$ и β_n ($\beta_n = 0$; $\beta_{рез} = 0$)
- 2 – с учетом изменения, т.е. с учетом $\beta_{рез}$;
- 3 – с учетом изменения углов откоса бортов $\beta_{рез}$ и β_n , т.е. с учетом $\Delta\beta_{рез}$ и $\Delta\beta_n$

Рисунок 2 – График зависимостей приращений расстояния транспортирования $\Delta l_{тр}^{cp}$ и показателя концентрации горных работ (K_G) от уменьшения угла откоса рабочего борта $\Delta\varphi$

Следует отметить, что увеличение расстояния транспортирования вскрыши в отвал даже на 50 м приводит к значительному увеличению затрат на транспортирование.

Так, расчеты для условий карьера №7 "Юг" Вольногорского ГМК при транспортировании вскрыши конвейерами и годовом объеме вскрышных работ 7 млн. м³, при удельной стоимости транспортирования равной 3,9 грн /м³ км, увеличение l_{mp}^{cp} на 0,05 км, показали, что повышение годовых эксплуатационных затрат на величину равную: $0,05 \cdot 3,9 \cdot 7 \cdot 10^6 = 1,365$ млн. грн/год.

На графике изменения показателя концентрации горных работ K_G , представленном на рис.2, видно, что между изменениями расстояния транспортирования и показателя концентрации горных работ K_G имеется обратно пропорциональная зависимость, что свидетельствует о целесообразности использования этого обобщенного показателя при выборе и обосновании систем разработки и их технологических схем в условиях эксплуатации россыпных месторождений.

Выводы. Таким образом, проведенные исследования показали, что среднее внутрикарьерное расстояние транспортирования вскрышных пород (l_{mp}^{cp}) и суммарная протяженность транспортных коммуникаций ($\Sigma l_{m.k}$) могут применяться как технологические параметры для оценки систем разработки россыпных горизонтальных месторождений. Эти параметры рекомендуется использовать как основные показатели изменения (развития) рабочей зоны карьера в зависимости от применения той или иной технологической схемы системы разработки месторождения.

Впервые установлено, что между изменениями расстояния транспортирования и показателя концентрации горных работ (K_G) имеется обратно пропорциональная зависимость, согласно которой незначительное увеличение расстояния транспортирования приводит к существенным общекарьерным эксплуатационным затратам.

ЛИТЕРАТУРА

1. Собко Б.Е. Выбор и обоснование показателей оценки технологических схем разработки россыпных месторождений. Сборник научных трудов НГУ. – 2007. – С.40-47.

УДК 621.315.2:62: 52.01.24

МАМАЕВ Л.М., к.т.н., профессор
ПОНИЗОВ С.Е., ст. преподаватель

Дніпродзержинський державний технічний університет

РАСЧЕТ АГРЕГАТНОГО РАСТЯГИВАЮЩЕГО УСИЛИЯ ОТ ДЕФОРМАЦИИ КАБЕЛЯ

Розроблена методика розрахунку агрегатного розтягувального зусилля в залежності від деформації кабеля з урахуванням параметрів та конструкції струмопровідних жил.

Разработана методика расчета агрегатного растягивающего усилия в зависимости от деформации кабеля с учетом параметров и конструкции токоведущих жил.

Methods of dependence calculation of aggregate extending enforcement depending on cable deformation of elongation risen with parameters and design of current – leading core have been developed.

Введение. При растяжении кабеля повышенного удлинения токопроводящие жилы не испытывают продольных деформаций, но изменяют свою кривизну и кручение. Если считать токопроводящие жилы абсолютно гибкими (имеющими нулевую жесткость при изгибе и кручении), то продольная жесткость кабеля будет определяться жесткостью резины сердечника и оболочки.

Постановка задачи. Полагая материал резины подчиняющимся закону Гука, получим зависимость растягивающего усилия P от деформации ε в следующем виде:

$$P = E_p F_p \varepsilon, \quad (1)$$

где E_p – модуль упругости резины при растяжении, равный 20 кг/см^2 (определен опытным путем);

F_p – суммарная площадь поперечного сечения резиновых сердечника и оболочки.

Приведем расчет зависимости агрегатного растягивающего усилия P от деформации ε кабеля повышенного удлинения с учетом жесткости токопроводящих жил при изгибе и кручении.

Работа A внешней силы P при растяжении кабеля длины ℓ на величину $\Delta\ell$, отнесенная к длине образца, будет определяться выражением

$$A = \int_0^{\varepsilon} P(\varepsilon) d\varepsilon, \quad (2)$$

где ε – относительная продольная деформация кабеля.

Работа внешней силы должна равняться потенциальной энергии деформации кабеля при растяжении:

$$\Pi = \Pi_p + \Pi_{кр} + \Pi_{из}, \quad (3)$$

где Π_p – потенциальная энергия деформации резины сердечника и оболочки;

$\Pi_{кр}, \Pi_{из}$ – потенциальная энергия упругой деформации кручения и изгиба токопроводящих жил соответственно. Как и в выражении (2), значение Π должно быть отнесено к длине образца кабеля ℓ .

Здесь мы не учитываем конструктивного трения в кабеле, а учитываем только упругие деформации элементов кабеля.

Агрегатное растягивающее усилие $P(\varepsilon)$ получим из условия равенства выражений (2) и (3) как производную от потенциальной энергии по ε :

$$P(\varepsilon) = \frac{d}{d\varepsilon}(\Pi) = \frac{d}{d\varepsilon}(\Pi) = \frac{d}{d\varepsilon}(\Pi_p) + \frac{d}{d\varepsilon}(\Pi_{кр}) + \frac{d}{d\varepsilon}(\Pi_{из}). \quad (4)$$

Каждое из слагаемых этого выражения есть часть внешнего усилия, затрачиваемая на: а) растяжение резины; б) кручение токопроводящих жил; в) изгиб токопроводящих жил.

Потенциальная энергия растяжения, отнесенная к единице длины образца, определяется выражением

$$\Pi_p = \frac{P_p \Delta\ell}{2\ell} = \frac{P_p \varepsilon}{2}, \quad (5)$$

где P_p – часть внешнего усилия, затрачиваемая на растяжение резиновых сердечника и оболочки.

Полагая материал резины, подчиняющимся закону Гука, запишем:

$$P_p = E_p \cdot F_p \cdot \varepsilon; \quad \Pi_p = \frac{E_p F_p \varepsilon^2}{2}. \quad (6)$$

Потенциальная энергия кручения жилы, отнесенная к длине жилы ℓ , определяется выражением:

$$P_{1кр} = \frac{M_{кр}\varphi}{2\ell_1}, \quad (7)$$

где $M_{кр}$ – крутящий момент в сечении жилы,

φ – угол закручивания жилы при растяжении кабеля.

Винтовая линия токопроводящих жил имеет начальное постоянное по длине кручение τ_1 , определяемое зависимостью

$$\tau_1 = \frac{2\pi h_1}{S^2}, \quad (8)$$

где $h_1 = nd_{жс}$ – шаг винтовой линии жилы;

n – число жил;

$d_{жс}$ – диаметр жилы;

$S^2 = (\pi d_1)^2 + h_1^2$ – длина оси жилы, соответствующая одному шагу винтовой линии;

$d_1 = D_c + d_{жс}$ – начальный (до деформации кабеля) диаметр оси винтовой линии;

D_c – наружный диаметр сердечника.

После растяжения кабеля кручение жил станет равным

$$\tau_2 = \frac{2\pi h_2}{S^2}, \quad (9)$$

где $h_2 = h_1(1 + \varepsilon)$ – шаг винтовой линии после растяжения кабеля.

Таким образом, деформация кручения жил вследствие растяжения кабеля будет равна:

$$\Delta\tau = |\tau_2 - \tau_1| = \frac{2\pi h_1 \varepsilon}{S^2}. \quad (10)$$

С учетом постоянного по длине винтовой линии жилы кручения выражение (7) можем записать:

$$P_{1кр} = \frac{M_{кр}\Delta\tau}{2}. \quad (11)$$

Выразим величину крутящего момента через момент упругих жил:

$$M_{кр} = G J_p \Delta\tau, \quad (12)$$

где G – модуль упругости меди при сдвиге;

J_p – полярный момент инерции поперечного сечения жилы.

В соответствии с опытами Бенойта с канатами (скрученную из $n_{пр}$ проволок жилу можно считать простейшим канатом) жесткость не натянутой жилы будем определять суммарной жесткостью образующих ее проволок:

$$GJ_p = G \cdot n_{пр} \frac{\pi d_{пр}^4}{32}. \quad (13)$$

С учетом зависимостей (10) и (12) выражение (11) принимает вид:

$$P_{1кр} = \frac{GJ_p(\Delta\tau)^2}{2} = GJ_p \cdot \frac{2\pi^2 h_1^2 \varepsilon^2}{S^4}. \quad (14)$$

Это выражение определяет потенциальную энергию кручения одной жилы, отнесенной к единице длины жилы.

Учитывая, что на единицу длины кабеля приходится в $\frac{S}{h_1}$ раз больше единиц длины жилы и что кабель состоит из n жил, получаем

$$P_{кр} = P_{1np} \cdot n \cdot \frac{S}{h_1} = nGJp \frac{2\pi^2 h_1 \varepsilon^2}{S^3}. \quad (15)$$

Часть внешней нагрузки, затрачиваемая на кручение жил,

$$P_{кр} = \frac{dP_{кр}}{d\varepsilon} = 4nGJp \frac{\pi^2 h_1 \varepsilon}{S^3}. \quad (16)$$

Потенциальная энергия деформации изгиба жилы при растяжении кабеля, отнесенная к единице длины жилы, может быть представлена зависимостью:

$$P_{из} = \frac{1}{2} M_{из} \cdot \Delta\lambda, \quad (17)$$

где $M_{из}$ – изгибающий момент;

$\Delta\lambda$ – изменение кривизны оси токопроводящей жилы вследствие растяжения кабеля.

Выражение (17) получено из условия равномерного по длине жилы изменения ее кривизны, что имеет место для винтовой линии. Начальная (до растяжения кабеля) кривизна винтовой линии жилы равна

$$\lambda_1 = \frac{2\pi^2 d_1}{S^2}. \quad (18)$$

После растяжения кабеля кривизна будет определяться по формуле

$$\lambda_2 = \frac{2\pi^2 d_2}{S^2}, \quad (19)$$

где d_2 – диаметр оси винтовой линии жилы после растяжения кабеля.

Изменение кривизны

$$\Delta\lambda = |\lambda_2 - \lambda_1| = \frac{2\pi^2}{S^2} \left(\sqrt{d_1^2 - \frac{h_1 \varepsilon (\varepsilon + 2)}{\pi^2}} - d_1 \right). \quad (20)$$

Величину изгибающего момента определим через момент упругих сил:

$$M_{из} = EI\Delta\lambda, \quad (21)$$

где E – модуль упругости материала жил при растяжении;

$EI = n_{np} \cdot E \frac{\pi d^4}{64}$ – суммарная изгибная жесткость жилы, определяемая суммой изгибных жесткостей проволок жилы. (22)

С учетом зависимостей (20) и (21) выражение (17) принимает вид:

$$P_{из} = \frac{1}{2} EI (\Delta\lambda)^2 = EI \frac{2\pi^4}{S^4} \left(d_1 - \sqrt{d_1^2 - \frac{h_1 \varepsilon (\varepsilon + 2)}{\pi^2}} \right)^2. \quad (23)$$

Это выражение определяет величину потенциальной энергии изгиба одной жилы, отнесенной к единице длины жилы.

Учитывая, что длина жилы в $\frac{S}{h_1}$ раз больше длины кабеля и что кабель состоит из n жил, получаем:

$$P_{из} = P_{1из} \cdot n \cdot \frac{S}{h_1} = nEI \frac{2\pi}{h_1} = nEI \frac{2\pi^4}{S^3 h_1} \left(d_1 - \sqrt{d_1^2 - \frac{h_1 \varepsilon (\varepsilon + 2)}{\pi^2}} \right)^2. \quad (24)$$

Часть внешней нагрузки, затрачиваемая на изгиб жил, равна:

$$P_{из} = \frac{dP_{из}}{d\varepsilon} = 4nEI \frac{\pi^2 (\varepsilon + 1)}{S^3} \left[\frac{d_1}{\sqrt{d_1^2 - \frac{h_1 \varepsilon (\varepsilon + 2)}{\pi^2}}} - 1 \right]. \quad (25)$$

Как видно из полученного выражения, эта часть внешней нагрузки нелинейно зависит от величины деформации кабеля ε .

Результаты работы. Оценим численные значения каждого из слагаемых усилий и агрегатное растягивающее усилие по формулам (6), (16), (25) на примере кабеля конкретной конструкции.

Кабель из $n = 4$ медных жил состоит из $n_{пр} = 26$ проволочек диаметром $d_{пр} = 0,1$ мм. Внутренний диаметр резинового сердечника $d_c = 0,9$ мм; наружный $D_c = 2,1$ мм (соответственно площадь поперечного сечения сердечника $F_{серд.} = 2,82$ мм²).

Внутренний диаметр резиновой оболочки $d_o = 4,7$ мм, наружный $D_o = 5,5$ мм ($F_{об} = 6,44$ мм²), диаметр жилы $d_{ж} = 1,3$ мм (соответственно $h_1 = n d_{ж} = 5,2$ мм, $S = \sqrt{(\pi d_1)^2 + h_1^2} = 11,9$ мм, где $d_1 = D_c + d_{ж} = 3,4$ мм). Модуль упругости при растяжении резины $E_p = 20$ кгс/см², при растяжении меди $E_m = 1,10^6$ кгс/см², при сдвиге $G_m = 4,10^5$ кг/см² получим:

$$G_m I_p = 1,02 \cdot 10^{-2} \text{ кгс см}^2,$$

$$E_m I = 1,28 \cdot 10^{-2} \text{ кгс см}^2.$$

Результаты вычисления распределения внешнего усилия на растяжение резины сердечника и оболочки по формуле (6), на скручивание жил (16), на изгибные деформации жил (25) и полное значение внешнего усилия при деформации растяжения кабеля при $\varepsilon = 0,1; 0,2; 0,3$ и $0,4$ приведены в табл.1.

Таблица 1

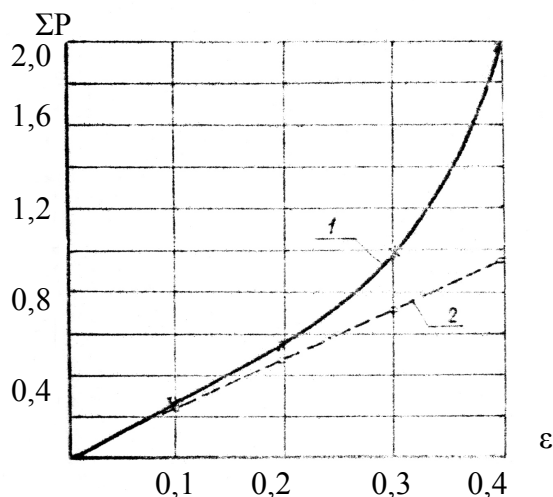
| ε | $P_p, \text{ кгс}$ | $P_{кр.} \text{ кгс}$ | $P_{из.} \text{ кгс}$ | $\sum P \text{ кгс}$ |
|---------------|--------------------|-----------------------|-----------------------|----------------------|
| 0,1 | 0,185 | 0,05 | $0,4 \cdot 10^{-3}$ | 0,235 |
| 0,2 | 0,37 | 0,1 | $0,144 \cdot 10^{-2}$ | 0,471 |
| 0,3 | 0,555 | 0,15 | $0,28 \cdot 10^{-2}$ | 0,708 |
| 0,4 | 0,74 | 0,20 | $0,437 \cdot 10^{-2}$ | 0,944 |

Как видно из численного расчета, усилие, затрачиваемое на изгиб жил, пренебрежимо мало по сравнению с усилиями деформации резины и кручения токопроводящих жил.

Если изготовить токопроводящие жилы из $n_{np}=7$ диаметром 0,20мм, то часть внешнего усилия, затрачиваемая на скручивание четырех жил при всех прежних условиях, будут при $\varepsilon = 0,1; 0,2; 0,3; 0,4$ соответственно 0,216; 0,432; 0,648; 0,864 кгс.

Увеличение усилия $P_{кр}$ вызывается увеличением жесткости жил на кручение.

Таким образом, для уменьшения продольной жесткости кабелей повышенного удлинения целесообразно изготавливать токопроводящие жилы из проволоки меньшего диаметра.



1 – экспериментальная диаграмма растяжения опытного образца, 2 – расчетная диаграмма по данным таблицы

Рисунок 1 – Диаграммы растяжения четырехжильного кабеля:

На рис.1 приведены для сопоставления диаграммы растяжения четырехжильного кабеля (конструкция жил 26 x 0,1 мм): экспериментальная [1] (линия 1), полученная при растяжении опытного образца, и расчетная по данным табл.1 (линия 2).

Как следует из рис.1, при деформации кабеля до $\varepsilon \leq 0,25$ расчетная и опытная зависимости близки, при $\varepsilon > 0,25$ диаграммы существенно расходятся. Объяснить такое расхождение опытных и расчетных диаграмм при $\varepsilon > 0,25$ можно не только неучетом конструктивного трения в кабеле, присущим всякому расчету условной точности физических констант, но и, что самое важное, особенностями технологии изготовления кабелей, заключающимися в следующем ниже.

Выводы.1. Навивка токопроводящих жил на изготовленный в соответствии с расчетными размерами сердечник осуществляется с некоторым технологическим натяжением жил, что приводит к вдавливанию жил в сердечник и уменьшению расчетного диаметра винтовой линии, что ведет к уменьшению предельных (без растяжения жил и обжатия ими сердечника) продольных деформаций. В случае, если токопроводящие жилы будут обнимать сердечник, принимая часть внешнего растягивающего усилия, жесткость кабеля будет существенно увеличиваться.

2. Эластичный сердечник кабеля предварительно усиливается использованием трощенных нитей капрона. После изготовления кабеля эти волокна разрушаются нагревом, но в полости при этом остаются шлаки. Их наличием можно объяснить гистерезисные явления при циклическом растяжении кабеля: при первом растяжении нового кабеля происходит дробление, разрушение целостности шлака, смещение резины относительно шлакового сердечника. При последующих циклах растяжения петли гистерезиса будут меньшими.

В соответствии с отмеченным, представляется необходимым выполнить расчет радиальной деформации сердечника при навивке жил в зависимости от их натяжения и параметров сердечника с целью рационального выбора геометрических размеров элементов кабеля повышенного удлинения с учетом вдавливания жил в сердечник при изготовлении кабеля.

ЛИТЕРАТУРА

1. Кранихфельд Л.И., Веселовский С.Б., Фролов В. Г. – Кабели управления и контрольные. – «Энергия», М, 1975, 190с.
2. Мамаев Л.М., Ропай В.А., Фролов В.Г., Яценко В.П. Продольная жесткость растягивающего кабеля. Электротехническая промышленность, сер. Кабельная техника, вып. 9, 1979, с.1-2.
3. Мамаев Л.М., Ропай В.А., Ефремов И.Н., Фролов В.Г. Расчет конструкции растягивающихся кабелей. – Электротехническая промышленность, сер. Кабельная техника, вып. 8, 1979, с.6-7.
4. Мамаев Л.М., Михайлусь А.С., Самойленко Ю.В. К расчету кабелей повышенного удлинения/Материалы седьмой международной промышленной конференции „Эффективность реализации научного ресурсного и промышленного потенциала в современных условиях”, Славск. – 2007. – С.121-123.
5. Мамаев Л.М., Самойленко Д.С. К расчету кабелей повышенной деформации/ Сб. научных трудов ДГТУ (технические науки). – 2001. – С.101-105.
6. Тимошенко С.П., Гульдер Г.Ж. Теория упругости. – М.: Наука, 1975, с.28.