

МЕТОДИКА ПРОГНОЗИРОВАНИЯ РАБОТОСПОСОБНОСТИ СЦЕПЛЕНИЙ АВТОМОБИЛЕЙ

В статье представлена методика прогнозирования работоспособности автомобильных сцеплений, основанная на имитационном моделировании одновременно протекающих процессов старения и восстановления работоспособности составных частей системы сцепления. Целью разработки данной методики является повышение эффективности эксплуатации автомобилей за счет сокращения простоев в ремонте и сходов с линии по техническим причинам.

Надежность и конкурентоспособность автотранспортных средств в настоящее время требует как обеспечения конструктивного исполнения, так и научно обоснованной стратегии поддержания их работоспособности. Реализация этой стратегии во многом определяется использованием современных информационных технологий, к которым относятся методы и средства технической диагностики.

Использование современных технологий в области поддержания работоспособности автомобилей позволяет обеспечивать условия их безопасности, повысить экологическую безопасность отработавших газов, сократить расход горюче-смазочных материалов на 5-7%, повысить долговечность составных частей автомобилей на 30-40%, сократить простой в ремонте на 15-20%, уменьшить расход запасных частей и материалов на 12-15%.

В условиях формирования автомобильного парка России подвижным составом зарубежного производства многие аспекты их технического обслуживания и ремонта представляют сложную технико-экономическую проблему. В этих условиях возникла острая необходимость разработки методов, средств, обоснования нормативных показателей и алгоритмов диагностирования, обеспечивающих реализацию наиболее целесообразных технологических и организационных принципов практического использования методов и средств информационного обеспечения.

Проведенный анализ литературных источников показал, что разработанные теоретические основы имеют несомненную фундаментальную значимость в решении задач поддержания работоспособности автотранспортных средств. Однако требования постиндустриальной экономики и сложившаяся инфраструктура автотранспортного комплекса обнаруживают ряд нерешенных проблем, к которым относятся:

1. Неопределенность и в ряде случаев необоснованность рекомендуемых методов и средств диагностирования автомобилей и их составных частей не отвечает требованиям адаптации сложившейся инфраструктуры поддержания работос-

пособности автомобильного подвижного состава. Это относится к системам и механизмам, определяющим безопасность движения и особенно актуально для оценки технического состояния транспортных средств зарубежного производства. Так, для сцеплений отсутствуют диагностические показатели и нормативы, методы количественной оценки их технического состояния.

2. Особенности конструктивно-технологического формирования и, в частности, непригодность конструкции гидропривода выключения сцепления к проведению диагностических воздействий не позволяют использовать рекомендуемые методы диагностирования гидроприводов.

3. Существующие методы прогнозирования ресурса сцеплений не в достаточной степени учитывают одновременно протекающие процессы старения и восстановления, что не позволяет, прежде всего, научно обосновать систему поддержания работоспособности.

Эти обстоятельства предопределили задачи исследования: разработка математической модели одновременно протекающих процессов старения и восстановления объекта исследования; экспериментальное исследование динамики старения и восстановления элементов сцепления; обоснование диагностических параметров и нормативов; разработка технологии диагностирования и прогнозирования технического состояния элементов сцепления; экспериментальная проверка результатов теоретических разработок.

В качестве объекта исследования выбрана система сцепления автобуса «Autosan». В системе выделены три подсистемы: механическая часть (сцепление), гидравлическая часть (гидропривод выключения сцепления), пневматическая часть (пневмоусилитель привода выключения сцепления).

В основу теоретического обоснования методики исследования положен метод имитационного моделирования одновременно протекающих процессов старения и восстановления систем /6/.

Общий процесс старения системы как результат совокупного воздействия всех факторов, по-

рождающих разрушающие процессы (изнашивание, коррозия, деформация, и др.), представлен одним показателем – y . Величина dy/dt – скорость процесса старения. В соответствии с этим основное уравнение старения имеет вид:

$$\frac{dy}{dt} + \varphi(t)y = 0, \quad 0 \leq t < T, \quad (1)$$

где $\varphi(t)$ – функция затухания, характеризующая процесс старения системы.

Множество решений уравнения (1) имеет вид:

$$y(t, c) = c \exp \left\{ - \int_0^t \varphi(u) du \right\}. \quad (2)$$

где $\varphi(u)$ – функция затухания в момент проведения ремонтного воздействия.

Графики функций $y(t, c)$ при $c > 0, 0 \leq t < T$ называются линиями старения и обладают следующими свойствами: $y(t, c) > 0$ на $[0, T)$, $y(0; c) = c$; функции $y(t, c)$ являются монотонно убывающими на интервале $[0, T)$; $\lim_{t \rightarrow T} y(t, c) = 0$.

Для практической реализации функционала (2) предложено использовать понятие потенциала работоспособности $\bar{\Pi}(t)$ (ПР), под которым понимается возможная работоспособность системы в момент времени t . Этот показатель характеризует одновременно протекающие процессы старения и восстановления «средней» системы (автомобиля).

В общем случае изменение ПР описывается формирующей функцией ПР (закономерность старения):

$$F(t) = y(t; 1) = \exp \left\{ - \int_0^t \varphi(u) du \right\}. \quad (3)$$

Если рассматриваемая система не подвергается ремонтным воздействиям, ПР представляется в виде

$$\Pi(t) = \Pi_0 F(t), \quad 0 \leq t < T, \quad (4)$$

где Π_0 – ПР новой системы.

Процесс восстановления моделируется как случайный процесс – последовательность ремонтных воздействий, которая на временном промежутке $(0, t)$ имеет пуассоновское распределение.

С учетом этого математическое ожидание ПР имеет вид:

$$\bar{\Pi}(t) = \Pi_0 F(t) + \lambda \bar{\Pi}_k \int_0^t \frac{F(t)}{F(u)} du, \quad (5)$$

где $\bar{\Pi}_k$ – математическое ожидание скачка ПР в результате проведения ремонтных воздействий; $F(u)$ – значение формирующей функции ПР в момент проведения ремонтного воздействия; λ – интенсивность потока ремонтных воздействий.

Дисперсия ПР имеет вид:

$$D(\Pi(t)) = \lambda m_2 \int_0^t \left(\frac{F(t)}{F(u)} \right)^2 du, \quad (6)$$

где m_2 – второй статистический момент скачка ПР в результате проведения ремонтных воздействий. В общем случае ПР представлен зависимостью

$$\Pi(t) = \Pi_{\text{акт}}(t) + \Pi_{\text{пас}}, \quad (7)$$

где $\Pi_{\text{акт}}(t)$ – активная (изменяемая) часть ПР; $\Pi_{\text{пас}}$ – пассивная (неизменяемая) часть ПР.

Восстановление активной части ПР направлено на обеспечение работоспособности в процессе эксплуатации.

Имитационная модель (5) оценивает состояние системы в относительных единицах (процентах, промилле). Для практического использования в целях реализации сложившихся методов и средств диагностирования технического состояния объектов и прогнозирования их возможных наработок показатель $\bar{\Pi}(t)$ в работе рекомендуется представлять в виде обобщенных (натуральных) показателей. Так как сложные системы характеризуются большим количеством параметров, то предложено использовать некоторое количество параметров (по возможности достаточно малое), между значениями которых и состоянием системы существует тесная корреляционная или регрессионная взаимосвязь. С учетом этого ПР системы представляется как сумма ПР входящих в нее подсистем, что является свойством аддитивности ПР:

$$\Pi(t) = \sum_{m=1}^M \frac{c(m)}{c} \Pi_m(t), \quad (8)$$

где c – весовая характеристика основной системы; $c(m)$ – весовая характеристика m -й подсистемы; $\Pi_m(t)$ – ПР m -й составной части; M – количество составных частей.

Исследования показали, что работоспособность системы сцепления обусловлена надежностью механической, гидравлической и пневматической подсистем.

На основании разработанных теоретических предпосылок получены уравнения для оценки ПР составных частей сцепления.

Установлено, что диагностическим параметром механической части (рисунок 1) служит величина свободного хода рычага выключения сцепления /2/.

Значение выбранного диагностического параметра определяется зависимостью:

$$\Delta L_{\text{св}}(t) = \frac{a}{b} \left\{ \delta_0 - \frac{c}{d} ([H_0 - H(t)] + [h_0 - h(t)] + [r_0 - r(t)]) \right\}, \quad (9)$$

где H_0, h_0, r_0, δ_0 – значения параметров H, h, r, δ в начальный момент времени; $H(t), h(t), r(t)$ – значения параметров H, h, r при наработке t ; a, b – плечи рычага выключения сцепления; c, d – плечи отжимного рычага.

Принято: $L_{св}(t)$ – значение свободного хода рычага выключения сцепления в момент t ; $L_{св}^0$ – начальное значение параметра $L_{св}$; $L_{св}^{пред}$ – предельное значение параметра $L_{св}$.

Для оценки скачка ПР механической части в натуральных единицах получено выражение:

$$П_{к1}(n) = L_{св}^{пред} - L_{св}^0 \quad (10)$$

Выражение (10) представляет активную составляющую начального ПР механической части $П_{0акт1}(n) = \Delta L_{св}^{пред}$.

С учетом требований (5) скачок ПР в результате ремонтного воздействия в момент t_k имеет вид:

$$П_{к1} = A(0) [\Delta L_{св}^{пред}] \quad (11)$$

где $A(0)$ – коэффициент приведения ПР к безразмерной форме.

Приняв формирующую функцию ПР в виде $F(t) = e^{-\alpha_1 t}, 0 \leq t < \infty$, выражение ПР механической части имеет вид:

$$\bar{П}_1(t) = 1000(e^{-\alpha_1 t} + \frac{\lambda_1 \Delta L_{св}^{пред}}{\alpha_1} (1 - e^{-\alpha_1 t})), \quad (12)$$

где λ_1 – интенсивность потока ремонтных воздействий механической части; α_1 – параметр формирующей функции ПР механической части.

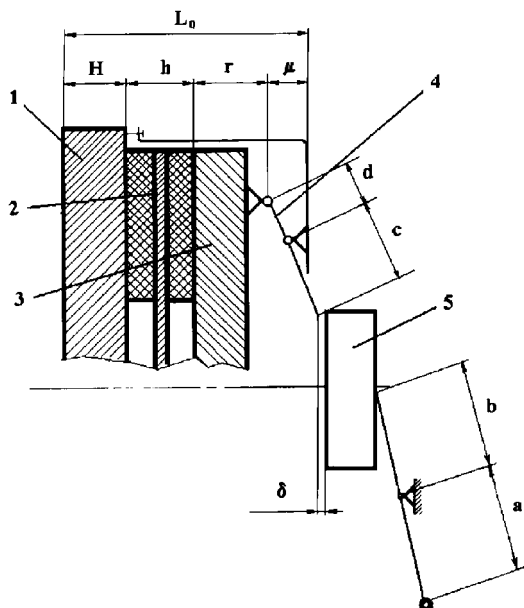


Рисунок 1. Схема сцепления автобуса «Autosan». 1 – маховик; 2 – ведомый диск; 3 – нажимной диск; 4 – отжимной рычаг; 5 – муфта выключения сцепления.

Диагностирование технического состояния гидроривода производится методом измерения падения усилия ΔP на поршне $/4/$.

Принято: $\Delta P(t)$ – значение параметра ΔP в момент времени t ; ΔP_0 – начальное значение параметра ΔP ; $\Delta P_{пр}$ – предельное значение параметра ΔP .

Для оценки скачка ПР механической части в натуральных единицах получено выражение:

$$П_{к2}(n) = \Delta P_{пр} - \Delta P_0 \quad (13)$$

Выражение (13) представляет активную составляющую начального ПР гидравлической части $П_{0акт2}(n)$.

С учетом требований (5) скачок ПР в результате ремонтного воздействия в момент t_k имеет вид:

$$П_{к2} = A(0) [\Delta P_{пр} - \Delta P_0] \quad (14)$$

Приняв формирующую функцию ПР в виде $F(t) = e^{-\alpha_2 t}, 0 \leq t < \infty$, выражение ПР гидравлической части имеет вид:

$$\bar{П}_2(t) = 1000(e^{-\alpha_2 t} + \frac{\lambda_2 [\Delta P_{пр} - \Delta P_0]}{\alpha_2} (1 - e^{-\alpha_2 t})), \quad (15)$$

где λ_2 – интенсивность потока ремонтных воздействий гидравлической части; α_2 – параметр формирующей функции ПР гидравлической части.

Диагностирование технического состояния пневмоусилителя производится методом измерения падения давления Δp в отсеченном объеме $/3/$.

Принято: $\Delta p(t)$ – значение параметра Δp в момент времени t ; Δp_0 – начальное значение параметра Δp ; $\Delta p_{пр}$ – предельное значение параметра Δp .

Для оценки скачка ПР пневматической части в натуральных единицах получено выражение:

$$П_{к3}(n) = \Delta p_{пр} - \Delta p_0 \quad (16)$$

Выражение (16) представляет активную составляющую начального ПР пневматической части $П_{0акт3}(n)$.

С учетом требований (5) скачок ПР в результате ремонтного воздействия в момент t_k имеет вид:

$$П_{к3} = A(0) [\Delta p_{пр} - \Delta p_0] \quad (17)$$

Приняв формирующую функцию ПР в виде $F(t) = e^{-\alpha_3 t}, 0 \leq t < \infty$, выражение ПР пневматической части имеет вид:

$$\bar{П}_3(t) = 1000(e^{-\alpha_3 t} + \frac{\lambda_3 [\Delta p_{пр} - \Delta p_0]}{\alpha_3} (1 - e^{-\alpha_3 t})), \quad (18)$$

где λ_3 – интенсивность потока ремонтных воздействий пневматической части; α_3 – параметр формирующей функции ПР пневматической части.

Выражения (12), (15), (18) использованы для определения прогнозных наработок на отказ соответственно механической (\bar{t}_1), гидравлической

(\bar{t}_2) и пневматической (\bar{t}_3) частей. Для этого определены предельные значения ПР составных частей системы сцепления и установлены зависимости прогнозных наработок на отказ \bar{t}_i составных частей от их ПР.

В основу определения периодичности диагностирования составных частей системы сцепления l_o положен экономико-вероятностный метод определения периодичности диагностирования по совокупности реализаций диагностического параметра /7/. Метод основан на оптимизации целевой функции затрат:

$$C_1(l_d, S_y) = \min \left\{ \frac{cQ(l_d, S_y)}{\bar{t}_i} + \frac{d[1 - Q(l_d, S_y)]}{\bar{t}_i} + \frac{c_d k(l_d, S_y)}{\bar{t}_i} \right\}, \quad (19)$$

где $Q(l_d, S_y)$ – вероятность отказов; $C_{ав}$ – стоимость аварийного ремонта; $C_{пр}$ – стоимость предупредительного ремонта; C_d – стоимость диагностирования; $k(l_d, S_y)$ – среднее число диагностирований до восстановления.

Общая методика проведения экспериментального исследования включает в себя: 1) установление репрезентативного объема выборки и количества измерений диагностических параметров; 2) разработку программы экспериментальных эксплуатационных наблюдений; 3) разработку частных методик проведения экспериментальных исследований; 4) статистическую обработку полученных результатов.

Исследование работоспособности сцепления автобусов «Autosan», измерение значений диагностических параметров проводилось в ходе эксплуатационных наблюдений на базе Муниципального унитарного предприятия пассажирского предприятия №1 г. Оренбурга.

Для измерения диагностических параметров использованы общепринятые и специально разработаны средства технического диагностирования.

Измерение свободного хода рычага выключения сцепления осуществляется штангенциркулем. Схема проведения измерений представлена на рисунке 2.

Измерение падения усилия на штоке рабочего цилиндра производилось при помощи прибора, схема которого представлена на рисунке 3.

Принцип действия прибора (динамометра) основан на зависимости деформации упругого элемента от нагрузки. Тарировка прибора произведена на нагрузочной машине по стандартным методикам.

Диагностирование пневмоусилителя производится газовым манометрическим компрессионным методом по ГОСТ 29014-91. Измерение падения

давления воздуха производилось при помощи прибора, схема которого представлена на рисунке 4.

Результаты экспериментального исследования работоспособности системы сцепления автобуса «Autosan» обработаны по стандартным методикам статистической обработки.

Предельные значения диагностических параметров определены с использованием показателей теоретического закона их распределения /8/. Допустимый диапазон рассеивания диагностического параметра для нормального закона распределения при его одностороннем ограничении составляет:

$$[S_{cp} + \sqrt{D_s}] \text{ при } A_{0,85} \text{ и } [S_{cp} + 1,7 \sqrt{D_s}] A_{0,95}. \quad (20)$$

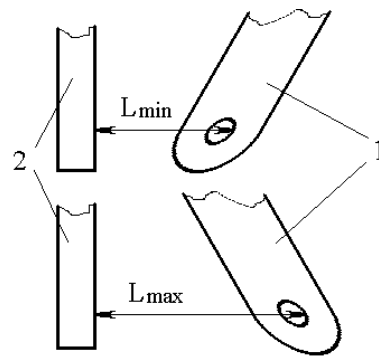


Рисунок 2. Схема измерения величины свободного хода. 1 – рычаг выключения сцепления; 2 – рабочий цилиндр.

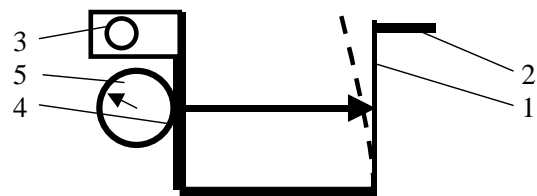


Рисунок 3. Схема динамометра. 1 – упругий элемент; 2 – шток; 3 – вилка; 4 – основание; 5 – индикатор.

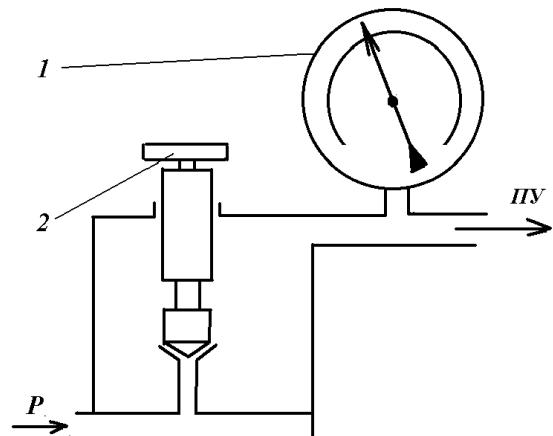


Рисунок 4. Схема прибора для измерения утечек воздуха. 1 – манометр; 2 – вентиль.

где S_{cp} – математическое ожидание значений диагностического параметра исправного автомобиля; D_s – дисперсия значений диагностического параметра исправного автомобиля; $A_{0,85}$ – предел рассеяния значений диагностического параметра при вероятности возникновения ошибки первого рода $P \leq 0,85$; $A_{0,95}$ – предел рассеяния значений диагностического параметра при вероятности возникновения ошибки второго рода $P \geq 0,95$.

Произведена экспериментальная проверка методики прогнозирования работоспособности сцепления. В результате получены распределения отказов сцепления и его составных частей, а также зависимости изменения диагностических параметров от наработки, представленные на рисунках 5-7.

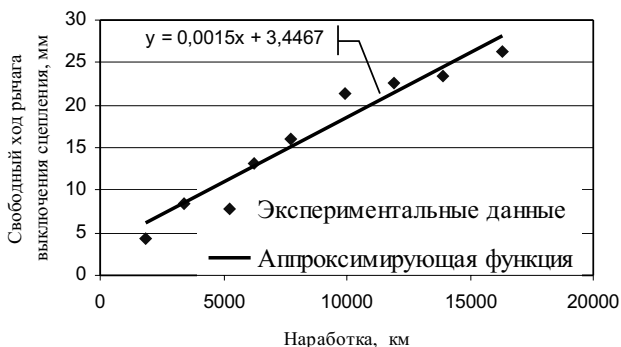


Рисунок 5. Зависимость величины свободного хода рычага выключения сцепления от наработки.

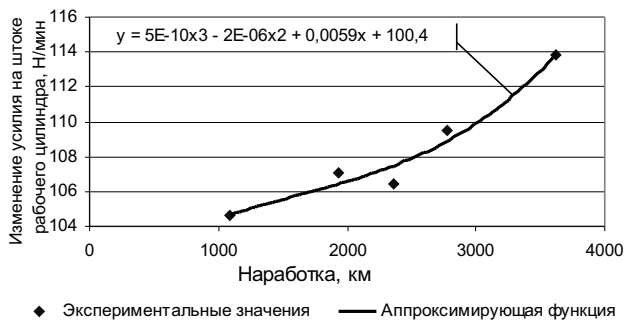


Рисунок 6. Зависимость изменения усилия на штоке рабочего цилиндра от наработки.

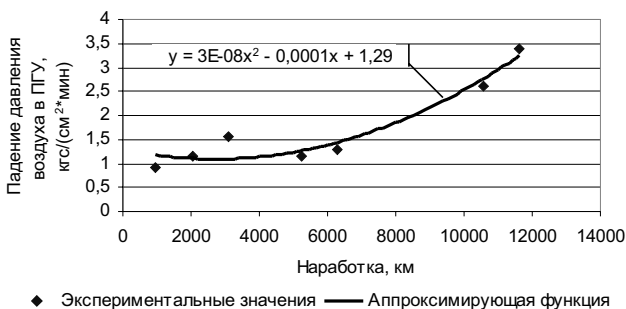


Рисунок 7. Зависимость изменения давления воздуха в ПГУ от наработки.

По результатам экспериментального исследования определены предельные значения диагностических параметров. В соответствии с представленными методиками определены предельные значения свободного хода рычага выключения сцепления (от 19,9 до 24,1 мм) и падения усилия на штоке рабочего цилиндра (от 111,1 до 112,7 Н/мм). По ГОСТ 18460-91 падение давления воздуха в пневмоусилителе не должно превышать 32 см³/мин.

На основании полученных в ходе эксперимента данных проведена оценка адекватности математических моделей старения и восстановления составных частей сцепления – установлены их потенциалы работоспособности.

Потенциал работоспособности механической части сцепления имеет вид:

$$\bar{\Pi}_1(t) = 22035,4 - 21035,4e^{0,00387t}, \quad (21)$$

откуда $\bar{t}_1 = 13600$ км.

Потенциал работоспособности гидропривода выключения сцепления имеет вид:

$$\bar{\Pi}_2(t) = 3180,031 - 2180,031e^{0,0684t}, \quad (22)$$

откуда $\bar{t}_2 = 4300$ км.

Потенциал работоспособности пневмоусилителя привода выключения сцепления имеет вид:

$$\bar{\Pi}_3(t) = 10470,2519e^{-0,011947t} - 9470,2519, \quad (23)$$

откуда $\bar{t}_3 = 6400$ км.

Произведена оценка точности прогноза. Максимальная погрешность прогнозов не превышает 15%.

Полученные результаты использованы для построения системы поддержания работоспособности сцепления, включающей в себя прогнозирование ресурса составных частей сцепления, определение периодичности их диагностирования, принятие решения по результатам диагностирования.

Определена периодичность диагностирования составных частей сцепления. Схема моментов диагностирования представлена на рисунке 8.

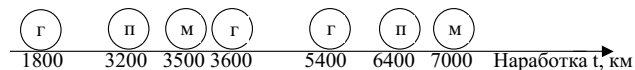


Рисунок 8. Схема моментов диагностирования составных частей сцепления.

- ⊙ Г – момент диагностирования гидравлической части;
- ⊙ П – момент диагностирования пневматической части;
- ⊙ М – момент диагностирования механической части.

В основе принятия решения по результатам диагностирования системы сцепления использована целевая функция /1/:

$$S^* = a_1 \sum_{i=1}^{e_j} \tau_i + a_2 \sum_{i=1}^{e_j} b_i + \sum_{i=1}^{e_j-1} C_i \left(\frac{t_i - u_j}{t_i} \right) + \frac{D}{L_{\text{общ}} C_a} \sum_{i=1}^{e_j-1} (\max C_i) \rightarrow \min S; \quad (24)$$

$u_j \in U; t_i \in T; N > 0,$

где a_1 – величина потерь, вызванных простоем в ремонте, руб./час; a_2 – тарифная ставка с учетом разряда работ и начислений, руб./час; $\sum_{i=1}^{e_j} \tau_i$ – время простоя в ремонте при совмещении работ по ТО и ремонту узлов системы сцепления, ч.; $\sum_{i=1}^{e_j} b_i$ – трудоемкость работ при совмещении работ по ТО и ремонту узлов системы сцепления, чел.-ч.; C_i – стоимость i -го элемента, руб.; u_j – наработка i -го элемента с начала эксплуатации, км; D – доход от эксплуатации автомобиля за весь срок эксплуатации, руб.; $L_{\text{общ}}$ – общий пробег автомобиля, км; C_a – стоимость автомобиля, руб.; e_j – количество одновременно обслуживаемых элементов.

Общая экономическая оценка принятия решения базируется на трех основных показателях: стоимости, времени обслуживания и качестве обслуживания.

На основании полученных в результате теоретических и экспериментальных исследований данных, а также с использованием критерия (24) разработана структура поддержания работоспособности системы сцепления, представленная на рисунке 9.

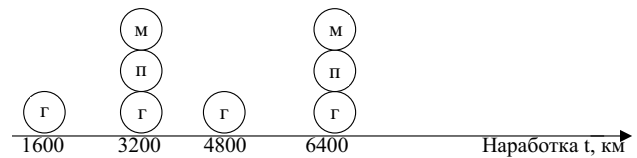


Рисунок 9. Схема структура поддержания работоспособности системы сцепления.

Принятие решения о характере технического воздействия на составные части сцепления производится по результатам диагностирования по критерию (24).

Результаты научного исследования подтвердили целесообразность внедрения разработанной методики диагностирования и прогнозирования работоспособности сцепления и его привода, а также диагностических приборов в производственный процесс поддержания работоспособности автомобилей.

Список использованной литературы:

1. Дюмин И.Е. Повышение эффективности ремонта автомобильных двигателей. – М.: Транспорт, 1987. – 176 с.
2. Мельников А.Н., Бондаренко В.А. Оценка потенциала работоспособности сцепления // Тезисы докладов четвертой Российской научно-технической конференции «Прогрессивные методы эксплуатации и ремонта транспортных средств». – Оренбургский государственный университет. – Оренбург, 1999. – С. 106-109.
3. Мельников А.Н. Оценка технического состояния пневмоусилителя привода сцепления автобуса «Autosan» // Тезисы докладов региональной научно-практической конференции молодых ученых и специалистов Оренбуржья. – Оренбург, ИПК ОГУ, 2000. – С. 62-63.
4. Мельников А.Н., Хасанов Р.Х. Оценка технического состояния гидропривода автобуса «Autosan». // Материалы международной научно-практической конференции «Учебная, научно-производственная и инновационная деятельность высшей школы в современных условиях». Направление 2 – Научно-производственная и инновационная деятельность высшей школы в современных условиях. – Оренбург, 2001. – С. 223-224.
5. Мельников А.Н. Результаты экспериментального исследования надежности сцепления автобуса «Autosan» / Прогрессивные технологии в транспортных системах: Сборник докладов пятой Российской научно-технической конференции. Часть 2. – Оренбург: ИПК ОГУ, 2002. – С. 38-44.
6. Моделирование процессов восстановления машин // В.П. Апсин, Л.В. Дехтеринский, С.Б. Норкин, В.М. Приходько. – М.: Транспорт, 1996. – 311 с.
7. Михлин В.М., Сельцер А.А. Методические указания по прогнозированию технического состояния машин. – М.: Колос, 1972. – 215 с.
8. Мирошников Л.В., Болдин А.П., Пал В.И. Диагностирование технического состояния автомобилей на автотранспортных предприятиях. – М.: Транспорт, 1977. – 263 с.