

ПРОГНОЗИРОВАНИЕ ПАРАМЕТРИЧЕСКОЙ НАДЕЖНОСТИ ГИДРОУСИЛИТЕЛЯ РУЛЕВОГО УПРАВЛЕНИЯ МОБИЛЬНОЙ МАШИНЫ

Доктора техн. наук, профессора МРОЧЕК Ж. А., ТАРАСИК В. П., асп. МРОЧЕК Т. В.

*Белорусский национальный технический университет,
Белорусско-Российский университет*

Одно из основных требований, предъявляемых к гидроусилителю рулевого управления, – надежность, характеризующая способность гидроусилителя выполнять заданные функции в процессе эксплуатации. Поэтому важной задачей является прогнозирование изменения технического состояния гидроусилителя при эксплуатации, т. е. прогнозирование его надежности. Решение этой задачи позволит сократить затраты времени и средств на длительные и трудоемкие испытания, более рационально использовать потенциальную долговечность гидроусилителя за счет обоснованного построения

системы его технического обслуживания и ремонта.

По данным [1, с. 60], около 60 % отказов гидроривода являются параметрическими, 40 % – функциональными. Таким образом, важное значение имеет прогнозирование параметрической надежности, т. е. надежности, связанной не с отказом функционирования изделия, а с изменением его выходных параметров во времени.

С учетом рекомендаций [1–4] авторами разработан алгоритм прогнозирования параметрической надежности гидроусилителя рулевого управления (рис. 1).



Рис. 1. Алгоритм прогнозирования параметрической надежности гидроусилителя рулевого управления

В базе данных компьютера содержится классификация факторов, влияющих на надежность гидроусилителя, т. е. классификация внешних воздействий и возможных режимов и условий работы усилителя, а также приведено описание физических процессов деградации, приводящих к отказу. Данная информация учитывается при математическом моделировании процессов функционирования гидроусилителя.

Математическая модель гидроусилителя позволяет проводить исследования процессов в гидравлической системе усилителя. С помощью этой модели возможно определение областей состояния для выходных параметров гидроусилителя и его элементов, оптимальных эксплуатационных параметров и предельных режимов эксплуатации на основе планирования многофакторного эксперимента на математической модели гидроусилителя и построения уравнений регрессий. При получении математического описания процессов в гидроусилителе на основе структурно-матричного метода [5] разработана динамическая модель, определены параметры элементов модели и составлена система уравнений математической модели. Математическая модель гидроусилителя рулевого управления включает в себя компонентные и топологические уравнения и имеет следующий вид:

$$dQ_i/dt = f(p_{vi}, p_{yi}, p_{di});$$

$$dp_{yi}/dt = f(Q_i);$$

$$p_{di} = f(Q_i);$$

$$dx_i/dt = f(Q_i),$$

где p_{vi} – потенциалы внешних воздействий; p_{yi} – то же упругих элементов системы; p_{di} – то же диссипативных элементов; x_i – перемещения механических элементов.

Условия проведения испытаний рулевых механизмов совместно с гидроусилителями определяются стандартом СЭВ 1629–79 «Грузовые автомобили и автобусы. Рулевые механизмы с гидравлическим усилителем. Технические требования. Методы стендовых испытаний». Проведенными авторами исследованиями установлено, что требований данного стандарта

иногда оказывается недостаточно для того, чтобы получить всеобъемлющую информацию об объекте испытаний и выявить неисправность. В связи с этим предложена методика испытаний гидроусилителей [6], содержащая ряд дополнений к указанному стандарту. Разработанная методика включает в себя методику общего испытания гидроусилителя (испытание рулевого механизма с гидроусилителем в сборе) и методику поэлементного испытания (определение гидравлических характеристик основных устройств гидроусилителя). Методика общего и поэлементного испытаний гидроусилителя и его устройств на стенде может применяться при испытаниях вновь проектируемых усилителей и диагностировании их в процессе эксплуатации.

В Белорусско-Российском университете разработаны принципиальная гидравлическая схема и конструкция стенда для испытаний гидроусилителей, реализующая предложенную методику. Конструкция стенда защищена патентом Республики Беларусь [7]. На рис. 2 представлены фотографии стендов для общего и поэлементного испытаний гидроусилителя. Стенды установлены в МГКУП «Горэлектротранспорт» (г. Могилев) и УКПП «Бобруйское троллейбусное управление» и используются для испытаний всех типов гидроусилителей, устанавливаемых на троллейбусы ЗиУ-682 и АКСМ-101.

Стенд позволяет проводить испытания гидроусилителей, выполненных по различным компоновочным схемам, и получать информацию обо всех контролируемых выходных параметрах усилителя для статистической оценки технического состояния усилителя (что необходимо для принятия решения о диагнозе, т. е. отнесения по значениям диагностических параметров состояния испытуемого объекта к одному из ряда возможных его состояний). Для статистической оценки технического состояния гидроусилителя используется метод Байеса либо метод статистических решений [1, с. 227; 8, с. 58]. Метод статистических решений применяется в тех случаях, когда априорных статистических данных по отказам и неисправностям диагностируемой гидросистемы недостаточно и метод Байеса становится неэффективным.



Рис. 2. Стенды для общего и поэлементного испытаний гидроусилителей рулевого управления: а – стенд в МГКУП «Горэлектротранспорт» (г. Могилев); б – стенд в УКПП «Бобруйское троллейбусное управление»

Структурно-следственная диагностическая модель усилителя содержит структурные и диагностические параметры и позволяет по сопутствующим процессам установить характер и причины неисправности. При выборе диагностических параметров для оценки технического состояния может использоваться теория неопределенностей или энтропии [8–12]. При этом анализируются потери информации, вызванные неполнотой контроля параметров.

Для прогнозирования надежности объектов применяют [2, с. 392, 13] методы эвристического прогнозирования (экспертной оценки), методы прогнозирования по статистическим моделям и комбинированные методы, основанные на совместном применении двух первых методов с последующим сравнением результатов. В разработанном алгоритме используются методы второй группы.

Прогнозирование изменения технического состояния проводится на основе метода прогнозирования по среднему статистическому изменению параметра состояния нескольких однотипных изделий или метода прогнозирования по реализации параметра одного конкретного изделия [1, 8]. Для гидроусилителя рулевого управления авторами использован первый метод, поскольку гидроусилитель обслуживается по состоянию. При этом на основании анализа имеющихся статистических данных строится регрессионная модель изменения диагностического параметра. Регрессионная модель базируется на статистических данных об изме-

нении диагностических параметров в функции наработки. Для ее получения строится усредненная кривая изменения диагностического параметра $y = f(t)$ в зависимости от наработки t , выполняется ее аппроксимация путем нахождения параметров кривой с использованием метода наименьших квадратов.

Выбор аппроксимирующей функции существенно влияет на трудоемкость и точность прогнозирования. Аппроксимирующая функция должна быть достаточно универсальной, относительно простой и при этом учитывать физические процессы, приводящие к изменению параметра состояния, и случайный характер скорости такого изменения, а также отражать интегральные закономерности отклонения параметра в зависимости от наработки или срока службы гидроусилителя [8, с. 225].

В [8, 11] указывается, что для агрегатов гидроприводов машин в качестве аппроксимирующей функции целесообразно использовать степенную функцию. В этом случае изменение диагностического параметра Δy_i определяется как

$$\Delta y_i(t) = B_{ci} t^{\beta_i} + \Delta y_{zi}(t) + \Delta \Pi_{yi}, \quad (1)$$

где B_{ci} – коэффициент, характеризующий скорость изменения i -го диагностического параметра в зависимости от наработки t ; β_i – показатель степени, характеризующий интенсивность изменения параметра во всем диапазоне наработки; $\Delta y_{zi}(t)$ – случайное отклонение диагно-

стического параметра под влиянием внешних эксплуатационных факторов; $\Delta\Pi_{yi}$ – значение диагностического параметра, численно равное номинальному значению параметра y_{i0} при $t = 0$.

Вариация диагностического $\Delta y_{yi}(t)$ по отношению к его номинальному значению под влиянием внешних эксплуатационных факторов обычно значительно меньше, чем его вариация в процессе приработки, поэтому величиной $\Delta y_{yi}(t)$ можно пренебречь.

Значения параметров B_{ci} и β_i определяют экспериментально по результатам обработки статистических данных. При $\beta > 1$ или $0 < \beta < 1$ имеет место непрерывная строго монотонно возрастающая или убывающая скорость изменения диагностического параметра.

На основе выражения (1) получена регрессионная модель изменения диагностического параметра устройства гидроусилителя в зависимости от наработки t в виде случайной функции

$$\bar{y}(t) = \bar{y}_0 \pm B_{ci} t^{\beta_i}, \quad (2)$$

где $\bar{y}(t)$ – математическое ожидание изменения диагностического параметра при наработке t ; $\bar{y}_0$ – то же диагностического параметра при $t = 0$.

Оценка качества предсказания, обеспечиваемого полученной моделью, осуществляется по критерию Фишера F и коэффициенту детерминации R^2 [5].

Остаточный ресурс устройства гидроусилителя равен

$$t_{\text{ост}} = t_{\text{пр}} - \left(\frac{y'_k - \bar{y}_0}{\pm B_c} \right)^{1/\beta}, \quad (3)$$

где $t_{\text{пр}}$ – наработка, соответствующая предельному значению диагностического параметра; y'_k – значение диагностического параметра в момент контроля t_k .

Гидроусилитель рулевого управления включает следующие основные компоненты: гидронасос; регулятор расхода, состоящий из клапана разности давлений, дросселя и предохранительного клапана; гидрораспределитель; гидроцилиндр; фильтр и гидробак.

На рис. 3 представлены регрессионные модели изменения диагностических параметров регулятора расхода и распределителя в функции наработки (тыс. км), построенные по (2). Для построения регрессионных моделей на стенде проводились экспериментальные исследования гидроусилителей, устанавливаемых на троллейбусы АКСМ-101, в ходе которых определялись экспериментальные значения диагностических параметров – расхода на выходе регулятора расхода и расхода внутренних утечек в распределителе. При этом фиксировалась наработка, которая для регуляторов расхода составила от 53 до 281 тыс. км, а для распределителей – от 91 до 382 тыс. км. Объем выборок в обоих случаях составлял 25 устройств. В качестве начальных точек на графиках приняты номинальные значения расходов, соответствующие технической документации.

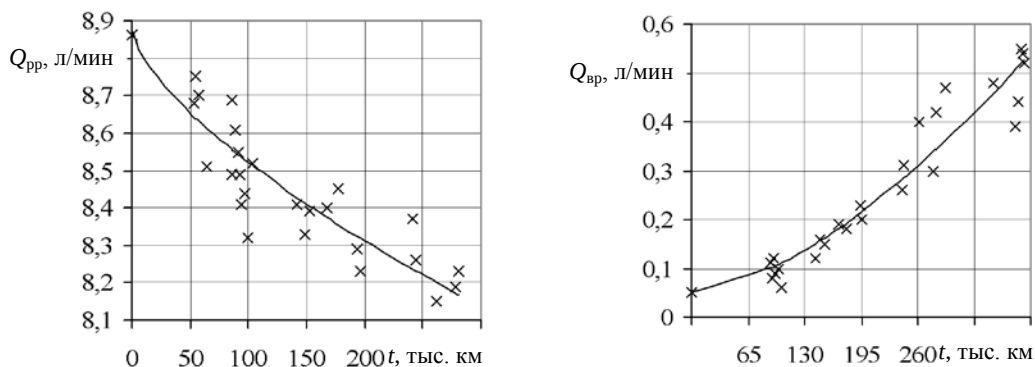


Рис. 3. Регрессионные модели изменения расхода на выходе регулятора Q_{pp} и расхода внутренних утечек в распределителе Q_{vr}

В табл. 1 приведены значения коэффициентов построенных регрессионных моделей, а также сведения об оценке качества предсказания, обеспечиваемого данными моделями. Так как для регулятора и распределителя полученные значения критерия Фишера F больше табличного значения критерия Фишера F_t , то регрессионные модели адекватно описывают результаты экспериментов. Значения коэффициента детерминации R^2 , определяющего долю рассеяния экспериментальных значений функции отклика, учитываемую регрессионной зависимостью, превышают 0,75, поэтому регрессионные модели работоспособны. По разработанным регрессионным моделям можно проводить прогнозирование изменения технического состояния и остаточного ресурса регулятора расхода и распределителя.

Исчерпывающей характеристикой наработки компонентов гидроусилителя до отказа как случайной величины является вероятностное распределение или функция распределения наработки (модель отказов). Проблема оценки показателей надежности компонентов гидроусилителя сводится к оценке параметров этого распределения.

Строго вероятностные модели отказов (на основе логарифмического, экспоненциального и других законов распределений) [14], устанавливающие связь вероятности появления отказа с наработкой, не связаны с физическими про-

цессами, приводящими к формированию распределения отказов, т. е. не имеют физического обоснования. Вероятностно-физические модели устанавливают связь между вероятностью появления отказа с характеристиками физических процессов деградации, приводящих к отказу. Наибольшими возможностями для расчета надежности систем обладают диффузионное монотонное распределение (DM -распределение) и диффузионное немонотонное распределение (DN -распределение). Так как физический процесс деградации гидроусилителя описывается случайным процессом с монотонными (необратимыми) реализациями, то распределение отказов гидроусилителя аппроксимируется диффузионным монотонным DM -распределением. Необратимый характер имеют процессы разрушения при усталости, механическом износе, коррозии и старении, присущие механическим объектам.

Плотность вероятности диффузионного монотонного распределения (DM -распределения) определяется по формуле

$$f(t) = \frac{t + \mu}{2vt\sqrt{2\pi\mu t}} \exp\left[-\frac{(t - \mu)^2}{2v^2\mu t}\right], \quad (4)$$

где t – случайная продолжительность (наработка объекта до отказа, наработка между отказами, ресурс и т. д.); μ – параметр масштаба распределения; v – то же формы распределения.

Таблица 1

Параметры регрессионных моделей диагностических параметров

Компонент гидроусилителя		Регулятор расхода	Распределитель
Наименование диагностического параметра		Расход на выходе регулятора Q_{pp}	Расход внутренних утечек $Q_{вp}$
Коэффициенты регрессионной модели диагностического параметра	$\bar{y}_0$	8,86	0,05
	B_c	$-4,53759 \cdot 10^{-4}$	$6,38032 \cdot 10^{-10}$
	β	0,58523	1,58963
Выборочный коэффициент корреляции r^*		-0,918	0,989
Остаточная дисперсия $S_{ост}^2$		0,00702	0,00227
Критерий Фишера	расчетный F	4,79663	12,16923
	табличный F_t	2,01	2,01
Коэффициент детерминации R^2		0,79986	0,92111

Параметры DM -распределения определены с использованием моментных оценок.

Моментная оценка параметра масштаба диффузионного распределения

$$\mu = \frac{1}{3} \left[4S - (S^2 + 3D)^{1/2} \right], \quad (5)$$

где S – выборочное среднее; D – выборочная дисперсия.

Моментная оценка параметра формы диффузионного распределения

$$v = \left[\frac{2 \left(\sqrt{S^2 + 3D} - S \right)}{4S - \sqrt{S^2 + 3D}} \right]^{1/2}. \quad (6)$$

Модель отказов (функция распределения отказов) имеет вид

$$F(t) = DM(t; \mu, v) = \Phi \left(\frac{t - \mu}{v\sqrt{\mu t}} \right), \quad (7)$$

где $\Phi(*)$ – функция нормированного нормального распределения.

Модель надежности (вероятность безотказной работы) имеет вид

$$R(t) = \Phi \left(\frac{\mu - t}{v\sqrt{\mu t}} \right). \quad (8)$$

Модель отказов и модель надежности связаны соотношением $F(t) + R(t) = 1$.

Функция нормированного нормального распределения $\Phi(*)$ определяется как $\Phi(t^*) =$

$$= \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_{-\infty}^{t^*} e^{-0,5(t^*)^2} dt^*, \text{ где для функции распределения}$$

$$\sqrt{\text{отказов}} \quad t^* = \frac{t - \mu}{v\sqrt{\mu t}}, \text{ а для вероятности}$$

$$\text{безотказной работы} \quad t^* = \frac{\mu - t}{v\sqrt{\mu t}}.$$

В табл. 2 приведены значения характеристик DM -распределения отказов регулятора расхода и распределителя.

На рис. 4 показаны графики плотностей вероятности, функции распределения отказов и вероятности безотказной работы регулятора расхода и распределителя в функции наработки t (тыс. км). Как видно из графиков, у регулятора расхода наибольшая плотность вероятности отказов наблюдается при наработке 85 тыс. км, а у регулятора расхода – при 142 тыс. км.

Таблица 2

Характеристики DM -распределения отказов регулятора расхода и распределителя

Наименование характеристики DM -распределения	Расчетная формула	Регулятор расхода	Распределитель
Математическое ожидание	$M(t) = \mu \left(1 + \frac{v^2}{2} \right)$	$136,63319 \cdot 10^3$	$215,06831 \cdot 10^3$
Дисперсия	$D(t) = \mu^2 v^2 \left(1 + \frac{5v^2}{4} \right)$	$6,02186 \cdot 10^9$	$1,26994 \cdot 10^{10}$
Коэффициент вариации	$V(t) = \frac{v(4 + 5v^2)^{1/2}}{2 + v^2}$	0,56795	0,52398
Коэффициент асимметрии	$A_s = \frac{4v(6 + 11v^2)}{(4 + 5v^2)^{3/2}}$	1,60315	1,49268
Коэффициент эксцесса	$E_k = \frac{6v^2(40 + 93v^2)}{(4 + 5v^2)^2}$	4,15781	3,61907

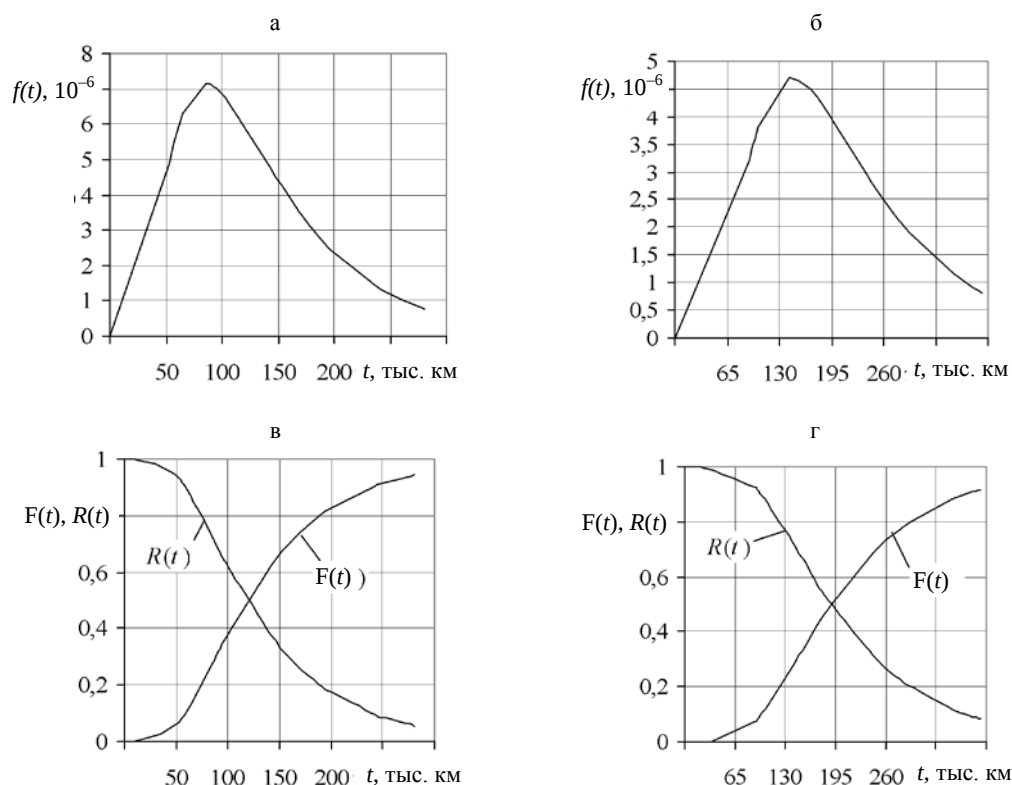


Рис. 4. Графики характеристик DM-распределения: а, б – плотность и вероятности отказов регулятора расхода и распределителя соответственно; в, г – модель отказов $F(t)$ и модель надежности $R(t)$ регулятора расхода и распределителя соответственно

ВЫВОД

Таким образом, модели и технические средства, разработанные в соответствии с описанным алгоритмом прогнозирования параметрической надежности, позволяют определять показатели надежности, в том числе остаточный ресурс работы компонентов гидроусилителя рулевого управления. Данный алгоритм апробирован на примере гидроусилителя рулевого управления троллейбусов АКСМ-101.

ЛИТЕРАТУРА

1. Богдан, Н. В. Гидропневмоавтоматика и гидропривод мобильных машин. Эксплуатация и надежность гидро- и пневмосистем: учеб. пособие / Н. В. Богдан, П. Н. Кишкевич, В. С. Шевченко; под общ. ред. Н. В. Богдана. – Минск: Ураджай, 2001. – 396 с.
2. Проников, А. С. Параметрическая надежность машин / А. С. Проников. – М.: МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2002. – 560 с.
3. Гринчар, Н. Г. Методы и средства повышения эксплуатационной надежности гидроприводов дорожных и строительных машин: автореф. дис. ... д-ра техн. наук: 05.05.04 / Н. Г. Гринчар; Московский государственный

университет путей сообщения (МИИТ). – Новочеркасск, 2007. – 35 с.

4. Халамонский, М. Г. Диагностирование гидравлических систем самоходных рабочих машин: автореф. дис. ... д-ра техн. наук: 05.22.10 / М. Г. Халамонский; Белорусская государственная политехническая академия. – Минск, 2000. – 31 с.

5. Тарасик, В. П. Математическое моделирование технических систем: учеб. для вузов / В. П. Тарасик. – Минск: ДизайнПРО, 2004. – 640 с.

6. Тарасик, В. П. Стендовые испытания гидроусилителей рулевых управлений / В. П. Тарасик, Т. В. Мрочек // Материалы, оборудование и ресурсосберегающие технологии: материалы междунар. науч.-техн. конф. – Могилев: Белорус.-Рос. ун-т, 2006. – С. 157.

7. Стенд для общего или поэлементного диагностирования гидроусилителей рулевого управления; пат. 10413 РБ, С1 МПК (2006) G 01M 17/007, B 62D 5/06 // В. П. Тарасик, В. И. Мрочек, Т. В. Мрочек; заявитель и патентообладатель Бел.-Рос. ун-т. – № а 20060763; заявл. 21.07.2006; опубл. 02.28.2008 // Бюл. – № 1. – 14 с.

8. Техническая диагностика гидравлических приводов / Т. В. Алексеева [и др.]; под общ. ред. Т. М. Башты. – М.: Машиностроение, 1989. – 264 с.

9. Биргер, И. А. Техническая диагностика / И. А. Биргер. – М.: Машиностроение, 1978. – 240 с.

10. Сырицын, Т. А. Эксплуатация и надежность гидро- и пневмоприводов: учеб. / Т. А. Сырицын. – М.: Машиностроение, 1990. – 248 с.

11. Михлин, В. М. Прогнозирование технического состояния машин / В. М. Михлин. – М.: Колос, 1976. – 288 с.

12. Сухарев, Э. А. Теория эксплуатационной надежности машин. Лекционный курс: учеб. пособие / Э. А. Сухарев. – Рівне: Удавг, 1997. – 162 с.

13. Надежность в технике. Расчет надежности. Основные положения: ГОСТ 27.301–95. – Минск: Госстандарт Республики Беларусь, 1996. – 16 с.

14. Надежность в технике. Модели отказов. Основные положения: ГОСТ 27.00–97. – Минск: Госстандарт Республики Беларусь, 2005. – 45 с.

Поступила 30.05.08

УДК 621.785.048.7

ПОВЫШЕНИЕ ИЗНОСОСТОЙКОСТИ И РЕСУРСА РАБОТЫ МНОГОДИСКОВЫХ ТОРМОЗНЫХ МЕХАНИЗМОВ ТРАКТОРА «БЕЛАРУС» ЛАЗЕРНЫМ ТЕРМОУПРОЧНЕНИЕМ БЫСТРОИЗНАШИВАЮЩИХСЯ ДЕТАЛЕЙ

Канд. техн. наук КОБЯКОВ О. С., докт. техн. наук, проф. СПИРИДОНОВ Н. В., инж. БАРКУН А. А.

*Белорусский национальный технический университет,
Минский тракторный завод*

Условия взаимодействия фрикционных механизмов и узлов трения, тормоза трактора «Беларус» модели 1221М, работающих в масляной смазочной среде, характеризуются большим разнообразием одновременно действующих эксплуатационных параметров, включая скоростные режимы относительного скольжения, удельные силовые нагрузки, влияние условий смазки на режимы трения, температурные режимы пар трения.

Одной из проблем является лазерное термоупрочнение внутренних контактных поверхностей корпусных деталей с целью повышения износостойкости и надежности работы тормозных механизмов трактора «Беларус».

Тормозная многодисковая система трактора модели 1221М (рис. 1) отличается повышенной надежностью, долговечностью и отвечает ряду современных требований и международным стандартам качества. Однако, с точки зрения равноресурсности, ряд деталей тормозных механизмов нуждается в повышении ресурса по прочностным и износостойким характеристикам. К числу таких деталей относятся корпусные детали тормоза, в которых повышенному

изнашиванию в процессе эксплуатации подвержены упоры промежуточных дисков тормозных механизмов.

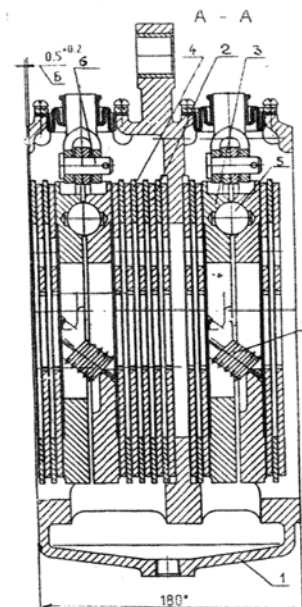


Рис. 1. Сборочный чертеж тормозной системы трактора модели 1221М. Проекция А-А: 1 – корпус тормозной системы; 2 – нажимные диски; 3 – разжимные диски; 4 – промежуточные диски; 5 – шары разжимных дисков; 6 – шарнирный механизм; 7 – возвратные пружины