

УДК 621.65

Н.А. Маслов

Анализ механических неисправностей пластинчатых гидромашин путевой техники

В статье представлен анализ причин и последствий механических неисправностей пластинчатых гидромашин (одно-, двух- или трехпоточных пластинчатых гидронасосов, а также пластинчатых гидромоторов). Даны рекомендации по предотвращению их механических неисправностей.

Ключевые слова: пластинчатая гидромашинка, механические неисправности, анализ неисправностей.

На путевых машинах широко применяются пластинчатые гидромашинки: одно-, двух- или трехпоточные пластинчатые гидронасосы (рис. 1), а также пластинчатые гидромоторы [1].

В соответствии с типовой классификацией отказов [2] неисправности гидромашин путевой техники можно охарактеризовать следующим образом:

1. Последствия отказов: критические экономические, приводящие к срывам путевых работ в окно; некритические экономические (например, снижение производительности насоса в допустимых пределах).

2. Характер деградационных процессов, приводящих к отказу: усталостные (например, усталость вала), коррозионные (например, фреттинг-коррозия вала), износные (например, износ шлицов или шпоночного

паза вала, втулок и подшипников).

3. Трактовка отказа: физически определяемые (констатация факта возникновения), параметрически определяемые.

4. Наличие внешних признаков приближения к неработоспособному состоянию: внешние (неконтролируемые), постепенные.

5. Причины возникновения: конструкционные, производственные (нетехнологичность изготовления, ремонта, монтажа гидромашин), эксплуатационные (нетехнологичность контроля работы гидромашин).

Механические неисправности пластинчатых гидромашин возникают из-за действия внешних физических сил, которые изменяют структуру материалов. Это осевая и радиальная перегрузки детали, например вала. Последствиями перегрузок являются пластические деформации растяжения (сжатия), сдви-

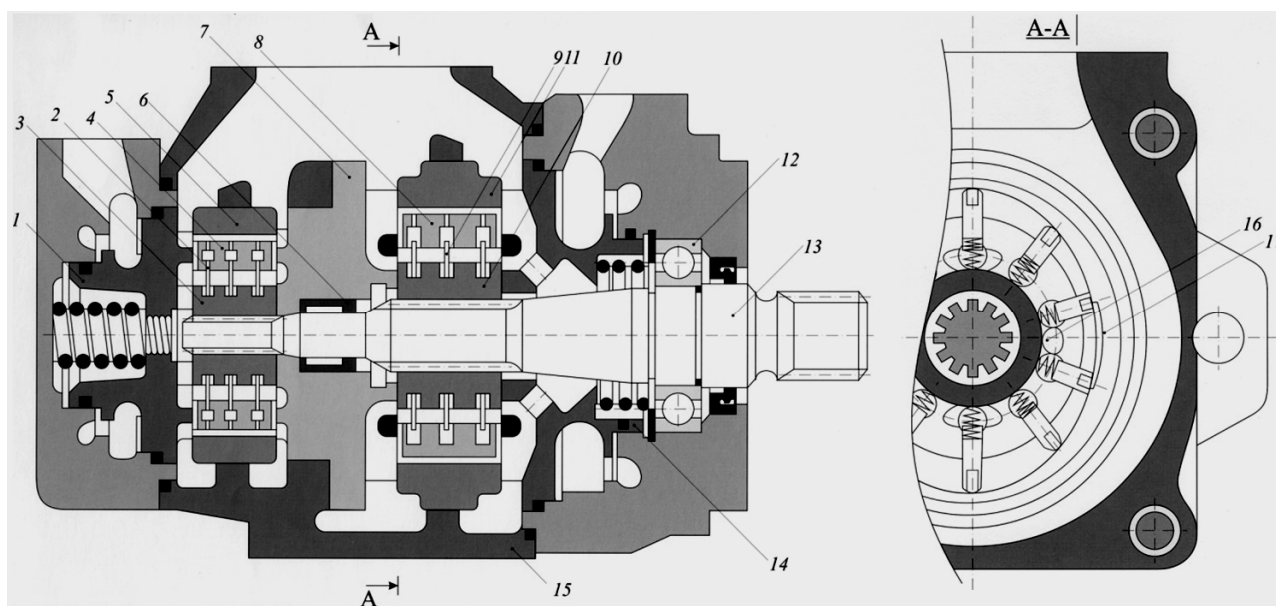


Рис. 1. Устройство двухпоточного пластинчатого насоса путевой машины:
1, 14 – диски; 2, 9 – пружины; 3, 10 – роторы; 4, 8 – лопатки; 5, 11 – статоры; 6, 12 – подшипники;
7 – средний распределительный диск; 13 – вал; 15 – корпус; 16, 17 – окна

га, изгиба, кручения и, как следствие, изломы деталей. Пластические деформации и изломы возникают при чрезмерном увеличении напряжений в материале детали, превосходящих предел текучести или предел прочности. Изломы разделяют по характеру нагружения на статические (при кратковременной или постоянной длительной перегрузке) и усталостные (под действием переменных напряжений в течение некоторой наработки), а также по особенностям строения на хрупкие (при отсутствии или незначительной пластической деформации из-за мгновенной перегрузки) и вязкие (при наличии пластической деформации, когда материал не выдерживает расчетной нагрузки).

На изломы деталей существенное влияние оказывает коррозия. Наиболее типичным видом коррозионно-механических повреждений пластинчатых гидромашин является коррозионная усталость (коррозионное истирание, или фреттинг-коррозия). Оксиды металлов создают колебательные перемещения деталей гидромашин. Эти абразивные оксиды ослабляют структуру (рис. 2) и способствуют развитию усталостного разрушения (скручиванию) детали.



Рис. 2. Вал гидромашин, подверженный фреттинг-коррозии

Причины коррозионного истирания:

- неверная установка болта, фиксирующего положение полумуфты на валу гидромашин, по отношению к шпоночному пазу вала (рис. 3, а);

- неточность изготовления полумуфт, заключающаяся в нетехнологичной обработке внутренних поверхностей отверстий и, как следствие, приводящая к возникновению радиального зазора между валом и полумуфтой (см. рис. 3, б);

- неточность изготовления шпоночного паза на валу или в полумуфте, приводящая к несоос-

ности шпоночного паза и вала (см. рис. 3, в) и, как следствие, к несоосности вала и полумуфты;

- неточность изготовления полумуфт из-за чрезмерной или недостаточной термообработки;
- недостаточная смазка сопряжения «вал – полумуфта» при сборке (установке).

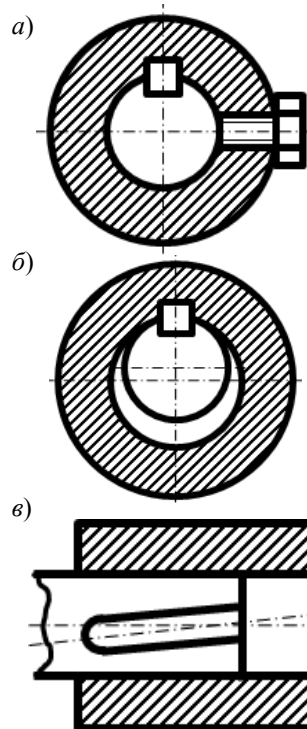


Рис. 3. Причины коррозионной усталости:
а – неверная установка болта фиксации полумуфты;
б – радиальный зазор «вал – полумуфта»;
в – несоосность шпоночного паза и вала

При длительном превышении допускаемой величины радиальной нагрузки возникает усталостное разрушение вала гидромашин (рис. 4).

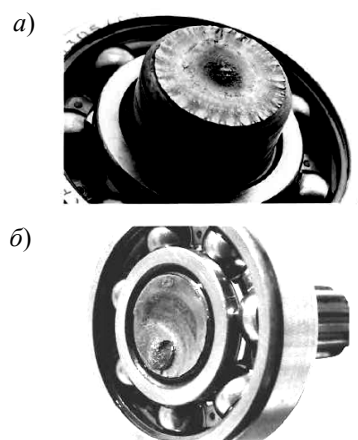


Рис. 4. Усталостное разрушение вала гидромашин:
а – расположенное по оси вала; б – смещенное от оси вала

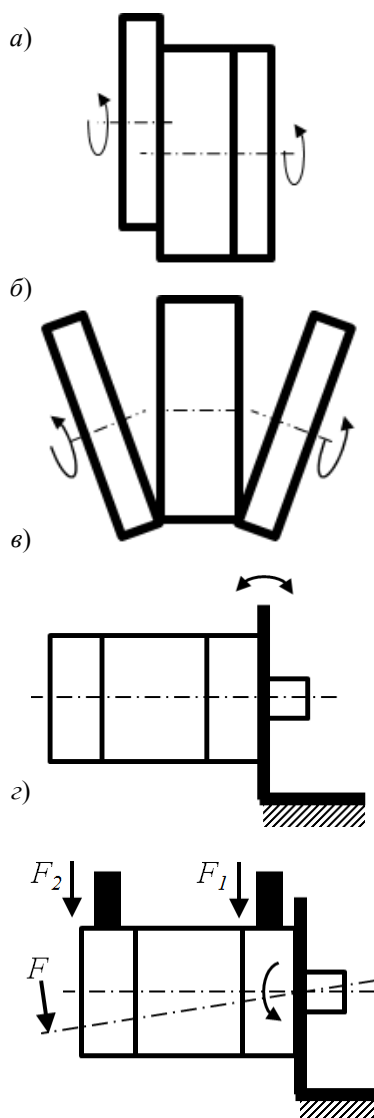


Рис. 5. Причины усталостного разрушения вала гидромашины:

а – несоосность валов; б – непараллельность валов; в – деформация кронштейна; г – реактивная сила на корпусе

Причины усталостного разрушения вала:

– несоосность соединяемых муфтой валов (рис. 5, а), например валов насоса и первичного двигателя (или промежуточной механической передачи) или валов гидромотора и рабочего органа (или промежуточной механической передачи);

– непараллельность валов (см. рис. 5, б);

– несбалансированное соединение валов;

– слишком большая радиальная нагрузка на вал, передаваемая, например, от ременной передачи;

– «негомокинетичность» трансмиссии, например, из-за несбалансированного карданного вала (или универсального шарнира), приводящая к пульсациям частоты вращения вала;

– чрезмерный момент инерции вращающихся частей привода из-за громоздких муфт, например цепных, или больших внутренних диаметров соединительных полумуфт;

– деформация кронштейна крепления корпуса гидромашины (см. рис. 5, в);

– реактивная сила F на корпусе гидромашины из-за сил F_1 и F_2 , возникающих при деформации трубопроводов в процессе монтажа и (или) недостаточной компенсации сил давления масла (см. рис. 5, г);

– неверная установка болта (см. рис. 3, а).

Усталостное разрушение вала при кручении (рис. 6) возникает из-за длительного превышения допускаемой величины окружной нагрузки на вал, передаваемой, например, от механической передачи, или превышения максимально допускаемого вращающего момента $[T]$ (зависимости (8)–(10)), например, из-за избыточного давления масла p по отношению к рабочему объему q при принятом диаметре вала d_v гидромашины.



Рис. 6. Усталостное разрушение вала при кручении

Известны зависимости для определения КПД гидромашины в режимах «насос» η_n и «гидромотор» η_m [3, 4]:

$$\eta_n = \eta_{но} \eta_{нгм} = \frac{P_{н}^{вых}}{P_{н}^{вх}} = \frac{(p_{н}^{вых} - p_{н}^{вс}) Q_{н}^{вых}}{T_n \omega_n}; \quad (1)$$

$$\eta_m = \eta_{мо} \eta_{мгм} = \frac{P_{м}^{вх}}{P_{м}^{вх}} = \frac{T_m \omega_m}{(p_{м}^{вх} - p_{м}^{сл}) Q_{м}^{вх}}, \quad (2)$$

где $\eta_{но}$, $\eta_{мо}$ – гидрообъемные КПД насоса и гидромотора; $\eta_{нгм}$, $\eta_{мгм}$ – гидромеханические КПД насоса и гидромотора; $P_{н}^{вых}$, $P_{н}^{вх}$, $P_{м}^{вых}$, $P_{м}^{вх}$ – мощность: на выходе (в напорной линии) насоса, на входе (на валу) насоса, на выходе (на валу) гидромотора, на входе (в напорной линии) гидромотора соответственно; $p_{н}^{вых}$, $p_{н}^{вс}$, $p_{м}^{вх}$, $p_{м}^{сл}$ – давление масла: на выходе насоса, во всасывающей линии насоса, на входе гидромотора, в сливной линии

гидромотора; $Q_H^{в\text{ых}}$, $Q_M^{в\text{х}}$ – расход масла: на выходе насоса, на входе гидромотора; T_H , T_M – вращающие моменты на валах насоса и гидромотора; ω_H , ω_M – угловые скорости валов насоса и гидромотора.

Угловые скорости валов и расход масла определяются по следующим формулам [5]:

$$\omega_H = 2\pi n_H; \quad (3)$$

$$Q_H^{в\text{ых}} = q_H n_H \eta_{HO}; \quad (4)$$

$$\omega_M = 2\pi n_M; \quad (5)$$

$$Q_M^{в\text{х}} = (q_M n_M) / \eta_{MO}, \quad (6)$$

где n_H , n_M – частоты вращения валов насоса и гидромотора; q_H , q_M – рабочие объемы насоса и гидромотора ($q_M = q_H$).

Известна зависимость для расчета минимального диаметра вала гидромашины из расчета на чистое кручение [6]:

$$d_B = \sqrt[3]{\frac{16T}{\pi[\tau]}}, \quad (7)$$

где $[\tau]$ – допускаемое напряжение при кручении.

Вращающие моменты на валах насоса T_H , гидромотора T_M и максимально допускаемый $[T]$, полученный из зависимости (7), составляют:

$$T_H = \frac{q_H(p_H^{в\text{ых}} - p_H^{в\text{с}})}{2\pi\eta_{HGM}} \leq [T]; \quad (8)$$

$$T_M = \frac{q_M(p_M^{в\text{х}} - p_M^{с\text{л}})\eta_{MGM}}{2\pi} \leq [T]; \quad (9)$$

$$[T] = \frac{d_B^3 \pi [\tau]}{16}. \quad (10)$$

Видом местной пластической деформации, возникающей при сжатии деталей в местах их контакта, является смятие. Смятие начинается тогда, когда интенсивность напряжений достигает величины предела текучести материала.

Смятие болтов соединения корпусных деталей гидромашины (рис. 7, а) возникает при недостаточном моменте затяжки болтового соединения из-за того, что болты, поставленные в отверстия с зазором (см. рис. 7, б), подвергаются деформации изгиба, после того как соединяемые корпусные детали окажутся сдвинутыми относительно друг друга силами F_1 и F_2 . Эти силы возникают, например, из-за деформации кронштейна гидромаши-

ны (см. рис. 5, в) или реактивной силы на корпусе гидромашины (см. рис. 5, з).

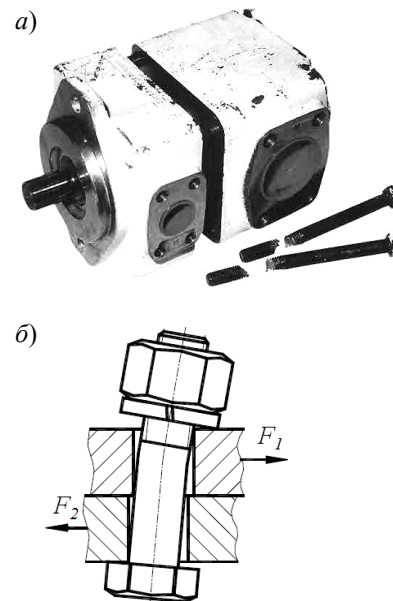


Рис. 7. Смятие болтов соединения корпусных деталей гидромашины:
а – следствие; б – причина

Износ шлицов и шпоночного паза вала гидромашины по всей длине (рис. 8, а и б) и не по всей длине (см. рис. 8, в и з) может возникать из-за неточности изготовления полушлицов, шлицов (или шпоночного паза), а также превышения максимального вращающего момента на валу как по величине, так и по продолжительности.

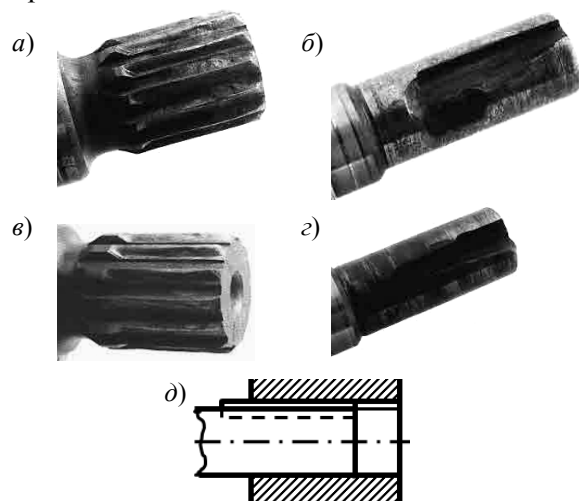


Рис. 8. Износ шлицов и шпоночного паза:
а, б – по всей длине; в, з – не по всей длине;
д – причина износа шпоночного паза не по всей длине

Причины износа шлицов и шпоночного паза по всей длине:

- неточность изготовления полумуфт (см. рис. 3, б);
- неточность изготовления шпоночного паза на валу или в полумуфте (см. рис. 3, в);
- неточность изготовления полумуфт из-за чрезмерной или недостаточной термообработки;
- недостаточная смазка сопряжения «вал – полумуфта» при сборке (установке);
- превышение максимального вращающего момента;
- большое число циклов нагружения.

Причины износа шлицов и шпоночного паза не по всей длине:

- превышение максимального вращающего момента на валу;
- неправильная установка полумуфты: использована слишком малая площадь боковой поверхности шлицов или шпонки для передачи вращающего момента (см. рис. 8, д).

Неисправности втулок или подшипников вала гидромашин (рис. 9) проявляются в следующем:

- 1) интенсивный износ передних или задних опор вала (втулок или подшипников);
- 2) приварка втулки к валу;
- 3) выход втулки из торцевого диска;
- 4) износ статорного кольца ротором по малому внутреннему диаметру;

5) потеря контакта уплотнителя с уплотняемыми поверхностями;

6) несимметричный износ торцевых дисков;

7) срез установочного штифта торцевого диска.

Причинами неисправностей 1–6 являются:

– неисправности вала (несоосность, плохое механическое соединение, деформация корпуса гидромашин или кронштейна, большая радиальная нагрузка, слишком «свободные» амортизаторы корпуса и т.п.);

– нетехнологичное соединение «вал – полумуфта».

Причины среза установочного штифта торцевого диска:

– превышение максимально допускаемого вращающего момента при принятом диаметре вала гидромашин;

– неправильная установка картриджа в сборе в корпус гидромашин.

Параллельные отметины от пластин на торцевом диске гидромашин (рис. 10) возникают из-за нетехнологичной сборки картриджа (качающего узла) гидромашин.

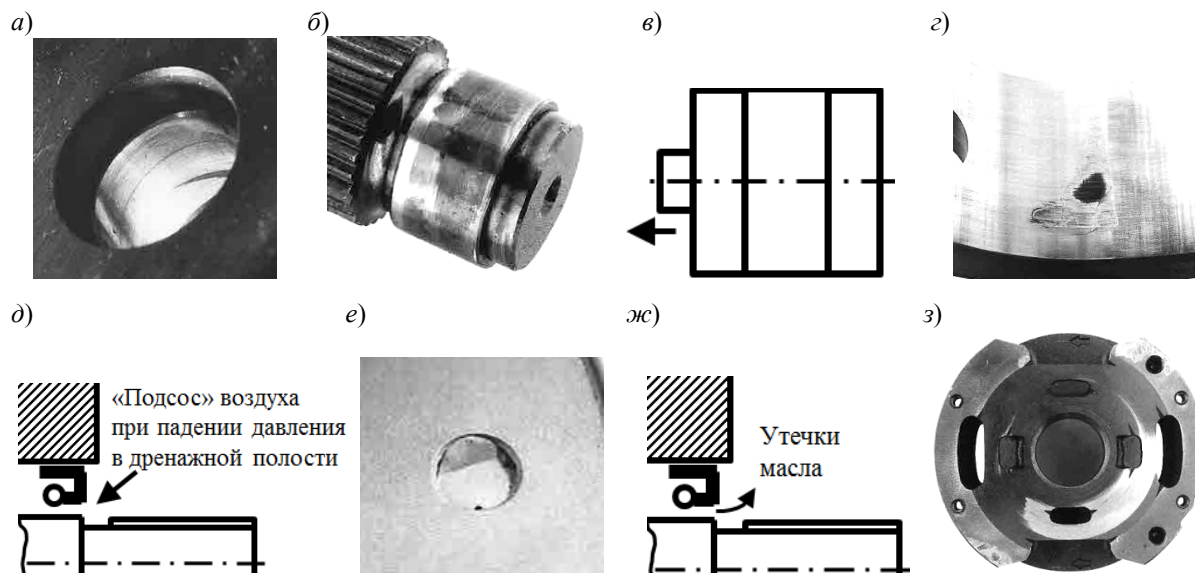


Рис. 9. Неисправности втулок и подшипников вала гидромашин:

- а – интенсивный износ передних или задних опор вала; б – приварка втулки к валу; в – выход втулки из торцевого диска; г – износ статорного кольца ротором по малому внутреннему диаметру; д – причина потери контакта уплотнителя с уплотняемыми поверхностями; е – срез установочного штифта торцевого диска; ж – последствия потери контакта уплотнителя с уплотняемыми поверхностями; з – несимметричный износ торцевых дисков

Рекомендации по предотвращению механических неисправностей пластинчатых гидромашин заключаются в своевременном контроле:

- технологичности изготовления полумуфт и валов;
- состояния разъемов крышек, болтов крепления корпусных деталей гидромашин между собой и болтов крепления корпуса гидромашин к кронштейну или корпусу реверс-раздаточной коробки;
- технологичности соединения вала гидромашин с приводным валом;
- соблюдения правил монтажа гидромашин, жестких трубопроводов и рукавов давления.

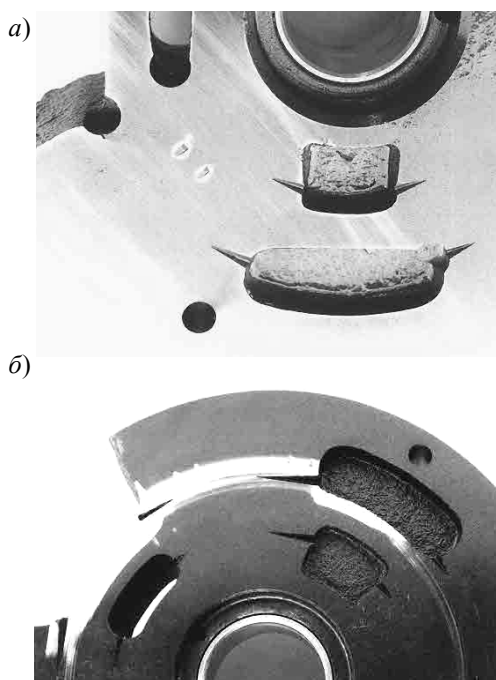


Рис. 10. Параллельные отметины (царапины, задиры) от пластин на торцевом диске:
 а – отметины от наклоненных пластин при неподвижном вале насоса; б – царапины (задиры) от наклоненных пластин при вращающемся вале насоса

В целях предотвращения механических неисправностей валов при установке полумуфт следует использовать консистентные смазки на основе дисульфида молибдена, например, Томфлон МГ2 с кинематической вязкостью 265 сСт при +40 °С и температурным диапазоном эксплуатации –25...+110 °С или его аналоги [7]. Такая смазка имеет хорошую нагрузочную характеристику, проникающую способность, облегчает снятие полумуфты с хвостовика вала, позволяет избежать прерывистого скольжения и фреттинг-коррозии.

Общие рекомендации по монтажу пластинчатых гидромашин:

- 1) предварительно прикрепить корпус гидромашин к корпусу реверс-раздаточной коробки или кронштейну;
- 2) центрировать и соединить полумуфтами соединяемые валы;
- 3) окончательно закрепить гидромашину с контролем соосности соединяемых валов;
- 4) болтовые соединения зафиксировать от самопроизвольного отворачивания.

При монтаже гидромашин категорически запрещается:

- монтировать гидромашину ударами, в том числе «набивать» полумуфту на вал;
- регулировать зазоры между фланцами гидромашин и приводным механизмом затяжкой крепежных болтов или шпилек.

Для проверки соосности валов пластинчатых насосов с приводным валом, в том числе на путевых машинах с редукторным приводом (ВПР, ВПРС, Duomatic и т.п.), необходимо использовать контрольное приспособление МПС-31603. Величины биений опорных поверхностей установки гидромашин и шлицевой втулки не должны превышать 0,15 мм [1].

Библиографический список

1. ЦПО-3.2000. Типовая инструкция по техническому обслуживанию гидрооборудования железнодорожно-строительных машин. М., 2001. 167 с.
2. Болотин В.В. Прогнозирование ресурса машин и конструкций. М.: Машиностроение, 1984. 312 с.
3. Маслов Н.А. Использование продолжительности разгона гидромотора в качестве диагностического параметра // Гидравлика и пневматика. 2006. № 22. С. 10–11.
4. Маслов Н.А. Использование продолжительности торможения насоса в качестве диагностического параметра // Главный механик. 2013. № 3. С. 47–50.
5. Мокин Н.В. Гидравлические и пневматические приводы: Учеб. пособие. Новосибирск: Изд-во СГУПС, 2012. 174 с.

6. Глухов Б.В., Игнатюгин В.Ю. Детали машин и основы конструирования: Учеб. пособие для студентов вузов, обучающихся по специальности «Подъемно-транспортные, строительные, дорожные машины и оборудование». Новосибирск: Изд-во СГУПС, 2012. 189 с.

7. Tomflon. Фторполимерные технологии. URL: <http://www.tomflon.ru/analog/> (дата обращения: 01.04.2015).

N. Maslov

Analysis of mechanical failures in vane fluid machines in railway track machinery

Abstract. The causes and consequences of mechanical failures in vane fluid machines, including single-, double-, and triple-entry hydraulic pumps and hydraulic motors are analyzed. The recommendations on mechanical failures avoidance are given.

Key words: *vane fluid machine; mechanical failures; failure analysis.*

Маслов Николай Александрович – кандидат технических наук, доцент кафедры «Подъемно-транспортные, путевые, строительные и дорожные машины» СГУПС. E-mail: namaslov@mail.ru