

УДК 625.08

А. Н. Максименко, канд. техн. наук, доцент, профессор, **Д. В. Бездников**, ассистент, **И. В. Лесковец**, канд. техн. наук, доцент, **В. В. Кутузов**, канд. техн. наук, ГУ ВПО "Белорусско-Российский университет", Республика Беларусь, г. Могилев
E-mail: Spectrol@tut.by

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСТАТОЧНОГО РЕСУРСА ГИДРОПРИВОДА МАШИН

В статье рассматриваются вопросы определения остаточного ресурса гидропривода гидрофицированных машин на примере погрузчика Амкодор-332. Предложенная методика оценки работоспособности машины с учетом динамики выходных параметров на этапе эксплуатации ее жизненного цикла.

Ключевые слова: гидропривод, диагностика, работоспособность, погрузчик, остаточный ресурс.

Введение

Работоспособность строительных и дорожных машин определяется выходными параметрами, которые находятся в пределах требований нормативно-технической документации и позволяют реализовать не только функциональные требования, но и получить прибыль от выполненной работы.

Для решения этой задачи важно знать предельное значение контролируемых параметров оценки работоспособности машины, которые необходимо определять по физическому состоянию и по получаемой прибыли от ее использования. Для гидрофицированных машин гидропривод лимитирует ее предельную наработку [1–4].

Основным выходным параметром гидрофицированной машины, влияющим на ее производительность, является коэффициент полезного действия (КПД), который изменяется в пределах 0,95–0,4. Важно определить минимальное его значение, при котором исключается убыточная эксплуатация машины.

На основе трех значений КПД (предельного, номинального и текущего) определяется остаточный ресурс с учетом динамики выходных параметров на этапе эксплуатации жизненного цикла машины. Номинальное значение КПД и ресурс сборочных единиц гидропривода определяется фирмой-изготовителем. А при эксплуатации необходимо определять предельное значение КПД, исключающее убы-

точное использование машины, и текущее значение, соответствующее определенной наработке.

Существующая методика определения остаточного ресурса основывается на усредненных значениях выходных параметров, что приводит к ошибкам до 50 %. Переход на индивидуальный метод определения текущих и предельных значений диагностических параметров позволяет повысить точность определения остаточного ресурса подконтрольного объекта на порядок.

Индивидуальный подход к определению остаточного ресурса машины

В ходе эксплуатации машина теряет свои функциональные возможности, снижаются ее технико-экономические показатели. Причем с увеличением наработки эксплуатационные затраты на поддержание и восстановление работоспособности машины увеличиваются, а часовая производительность и годовое количество рабочего времени уменьшаются. Это приводит к значительному росту себестоимости работ. При использовании машины важно своевременно определить ее предельную наработку по работоспособности сборочных единиц, систем и агрегатов.

Основой прогнозирования работоспособности любого объекта является остаточный ресурс. Он определяется по динамике диагностического параметра в процессе наработки машины от его номинального до предельного значения.



Для решения практических задач остаточный ресурс объекта можно определять по формулам:

$$N_{\text{ост}} = N_i \left(\frac{\Delta I_{\text{пр}}^{1/\alpha}}{\Delta I_i^{1/\alpha}} - 1 \right), \text{ мото-час,} \quad (1)$$

или

$$N_{\text{ост}} = \frac{\Delta N (\Delta I_{\text{пр}}^{1/\alpha} - \Delta I_i^{1/\alpha})}{\Delta I_i^{1/\alpha} - \Delta I_{i-1}^{1/\alpha}}, \text{ мото-час,} \quad (2)$$

где N_i — наработка машины в момент измерения параметров, мото-час; α — показатель степени, характеризующий интенсивность изменения контролируемого параметра; ΔI_i , $\Delta I_{\text{пр}}$ — соответственно текущие и предельное значение диагностического параметра; ΔN — интервал наработки между двумя замерами диагностического параметра I_{i+1} , I_i , мото-час.

Достоверность прогнозирования остаточного ресурса определяется точностью принимаемого значения показателя степени α . В настоящее время используется методика определения остаточного ресурса на основе средних значений α , которые приведены в литературе [5—8]. Функционально-статистический подход к определению остаточного ресурса дает хорошие результаты для парка строительных и дорожных машин при определении среднего ресурса машины, потребности запасных частей и сборочных единиц для восстановления работоспособности контролируемых объектов. Достоверность прогнозирования наработки до предельного состояния для конкретного объекта при использо-

вании средних значений диагностических параметров низкая (ошибка может достигать 50 %). Для снижения ошибки необходимо определять остаточный ресурс объекта с учетом динамики диагностического параметра в процессе наработки.

Безотказную работу гидрофицированных строительных и дорожных машин лимитирует гидропривод в целом и для расчетов получаемых результатов используем экспериментальные данные А. М. Харазова [9] по изменению коэффициента подачи десяти насосов от наработки с начала их эксплуатации (табл. 1).

Коэффициент подачи ($\eta_{\text{п}}$) десяти насосов по этим данным при наработке 5500 мото-часов находится в пределах от 0,2 до 0,8 при среднем значении 0,57. Предельного значения ($\eta_{\text{п}} = 0,75$) первый насос достигает при наработке 2400 мото-часов, а второго — свыше 6000 мото-часов при среднем значении 4,2, т. е. разность от среднего значения составляет 43 %. Достоверность получаемых результатов можно повысить на порядок при определении показателя α каждого насоса (ошибка не превышает 5 %) на основе двух замеров диагностического параметра, по формуле:

$$\alpha_i = \frac{\ln \left(\frac{\Delta I_{i+1}}{\Delta I_i} \right)}{\ln \left(\frac{H_{i+1}}{H_i} \right)}. \quad (3)$$

С увеличением наработки и количества замеров диагностического параметра точность определения

Таблица 1

Изменение коэффициента подачи десяти насосов

I_i, α_i	H_i , мото-час								
	500	1000	1500	2000	2500	3000	3500	4000	4500
$\frac{I_i^1}{\alpha_i^1}$	$\frac{0,94}{2,49}$	$\frac{0,93}{1,51}$	$\frac{0,86}{2,49}$	$\frac{0,8}{1,81}$	$\frac{0,74}{0,94}$	$\frac{0,65}{1,49}$	$\frac{0,6}{1,49}$	$\frac{0,5}{1,41}$	$\frac{0,41}{1,78}$
$\frac{I_i^2}{\alpha_i^2}$	$\frac{0,98}{1,71}$	$\frac{0,98}{1,41}$	$\frac{0,97}{0}$	$\frac{0,96}{1,56}$	$\frac{0,95}{1,45}$	$\frac{0,95}{1,37}$	$\frac{0,94}{2,44}$	$\frac{0,93}{7,69}$	$\frac{0,92}{17,8}$
$\frac{I_i^{10}}{\alpha_i^{10}}$	$\frac{0,96}{1,38}$	$\frac{0,95}{1,24}$	$\frac{0,93}{1,18}$	$\frac{0,9}{1,14}$	$\frac{0,87}{1,76}$	$\frac{0,84}{1,59}$	$\frac{0,81}{1,76}$	$\frac{0,76}{2,11}$	$\frac{0,71}{9,29}$



показателя α повышается (снижается вероятность ошибок при замерах, формируется база данных по характеру его изменения в зависимости от наработки). Причем определять показатель α нецелесообразно при значениях текущих приращений ΔI_i контролируемых параметров менее 50 % от предельных $\Delta I_{пр}$, так как фактический остаточный ресурс многократно превышает периодичность технических обслуживаний, устанавливаемой производителем техники. Кроме того, приращение ΔI_i в начале эксплуатации близко к нулю, что приводит к искаженным результатам по остаточному ресурсу.

В рассматриваемом примере для насоса с минимальной наработкой 2500 мото-часов до предельного значения коэффициента подачи будет проведено еще два технических обслуживания с периодичностью 500 мото-часов после наработки 1500 мото-часов, а для второго насоса ΔI_i равно нулю до наработки 1500 мото-часов и два ТО до $I_{пр}$ будут проведены уже после 5000 мото-часов.

Предложенная методика проверена на экспериментальных данных, приведенных в работе А. М. Харазова. Анализ результатов расчета показывает, что для всех десяти насосов после равенства $\Delta I_i = 0,5 \Delta I_{пр}$ остаточный ресурс превышал две периодичности первого технического обслуживания, а для шести — одну периодичность второго технического обслуживания (500 мото-часов).

Причем для всех десяти подконтрольных насосов интенсивность изменения коэффициента подачи в начале наработки ниже ($\Delta I_i < 0,5 \Delta I_{пр}$), а после наработки 0,5 ресурса — значительно выше

($\Delta I_i > 0,5 \Delta I_{пр}$). Так, среднее значение $\alpha_{ср}$ в первом интервале наработки равно 1,95, во втором 2,8. Средняя наработка соответственно равна 3250 и 1020 мото-часам. Эти данные свидетельствуют о том, что до равенства $\Delta I_i = 0,5 \Delta I_{пр}$ важно только накапливать информацию для создания базы данных по характеру изменения контролируемых параметров для определения остаточного ресурса при $\Delta I_i > 0,5 \Delta I_{пр}$.

При создании любой сборочной единицы проводятся испытания по определению ресурса и закона его распределения со среднеквадратичным отклонением. В рассматриваемом примере средний ресурс составляет 4240 мото-часов при среднеквадратичном отклонении 1150 мото-часов, что обеспечивает безотказную работу насосов до 2000 мото-часов с вероятностью 0,98.

Достоверность прогнозирования остаточного ресурса, как правило, определяется точностью показателя степени α .

Значения контролируемых параметров могут различаться в 4 раза у отдельных объектов диагностирования и практически в 3 раза отличаются от среднего значения. Так, по данным исследований А. М. Харазова, коэффициент подачи десяти насосов при наработке 5500 мото-часов изменялся от 0,2 до 0,8 при среднем значении 0,57. Результаты изменения коэффициента подачи этих насосов отражены в табл. 2.

Динамика значений контролируемых параметров зависит от материала и конструкции изделий, качества изготовления и режимов термообработки

Таблица 2

Изменения коэффициента подачи насосов

№ насоса	Наработка, мото-час									
	0	500	1000	1500	2000	2500	3000	3500	4000	4500
1	0,99	0,99	0,97	0,97	0,97	0,96	0,95	0,92	0,89	0,85
2	0,99	0,97	0,95	0,9	0,86	0,8	0,7	0,7	0,61	0,51
3	0,97	0,96	0,95	0,95	0,92	0,87	0,86	0,83	0,8	0,72
4	0,93	0,92	0,92	0,9	0,9	0,86	0,83	0,8	0,8	0,7
5	0,97	0,94	0,93	0,86	0,8	0,74	0,65	0,6	0,5	0,41
6	0,99	0,95	0,93	0,88	0,81	0,8	0,71	0,63	0,54	0,45
7	0,94	0,93	0,93	0,93	0,9	0,87	0,86	0,83	0,8	0,75
8	0,98	0,98	0,98	0,97	0,96	0,95	0,95	0,94	0,93	0,92
9	0,95	0,95	0,95	0,94	0,93	0,9	0,89	0,86	0,82	0,75
10	0,99	0,99	0,99	0,98	0,97	0,95	0,94	0,92	0,89	0,86
Среднее	0,97	0,96	0,95	0,93	0,90	0,87	0,83	0,80	0,76	0,69



деталей, применяемых смазочных материалов и рабочей жидкости, условий эксплуатации и режимов работы. Так, в рассматриваемом примере изменение коэффициента подачи двух насосов одного типа отличалось в 4 раза, т. е. оценивать их работоспособность по средним значениям на основе вероятностного подхода бессмысленно. Здесь важно установить интенсивность изменения контролируемого параметра от наработки по каждой сборочной единице, что повысит точность получаемых результатов по прогнозированию остаточного ресурса и своевременного выполнения операций в технических обслуживаниях и ремонтах.

Многочисленные исследования показывают, что динамику технического состояния машины определяют конструктивные, производственные и эксплуатационные факторы. Их всевозможные комбинации одновременного воздействия не позволяют выявить наиболее значимые для определения остаточного ресурса. В этих условиях техническое состояние машины с установленной точностью можно определять по интенсивности изменения контролируемых параметров через динамику показателя α в зависимости от наработки с начала эксплуатации или после капитального ремонта. Остаточный ресурс машины определяется через текущие значения контролируемых параметров инструментальным методом.

В данном случае достоверность получаемых результатов в значительной степени зависит от точности определения текущих значений контролируемых параметров и установления их динамики от наработки, через которую учитывается влияние всех факторов на техническое состояние сборочных единиц, систем и машины в целом.

Выбор параметров и определение их динамики в зависимости от наработки с начала эксплуатации или после капитального ремонта составляют основу определения остаточного ресурса по техническому состоянию сборочных единиц, систем и машины в целом.

Влияние основных выходных параметров машин на критерии оценки эффективности их использования

В условиях рыночной экономики основным комплексным показателем эффективности использования машины на любом этапе ее эксплуатации

является прибыль, которая зависит от объективно сформированной стоимости (C_T) и качества единицы выполняемой работы; наработки (H); технической производительности (Π_T); себестоимости машино-часа ($C_{M-ч}$); комплексного показателя надежности — коэффициента технического использования ($K_{ТИ}$); коэффициента внутрисменного режима работы ($K_{П}$); коэффициента, учитывающего изменения Π_T от наработки машины с начала эксплуатации (K_C) и других выходных параметров. Все перечисленные ТЭП, за исключением C_T , зависят от наработки машины с начала эксплуатации, и динамика их изменений приведена ранее [10].

С учетом изменений основных ТЭП прибыль (Π) от использования машины можно определять по формуле:

$$\Pi = (K_{HT} C_m - C_e^{np}) \Pi_m K_c K_{П}^X (H - H_{ок}), \text{ руб.}, \quad (4)$$

где K_{HT} — коэффициент, учитывающий повышение качества производимой работы при применении новых технологий; C_e^{np} — приведенная себестоимость механизированных работ или приведенная стоимость единицы продукции с учетом экономии строительных материалов при производстве строительных работ, руб/м³, руб/м², руб/т; $K_{П}^X$ — коэффициент, учитывающий работу двигателя на холостых оборотах; H — наработка с начала эксплуатации до капитального ремонта, мото-час; $H_{ок}$ — наработка окупаемости затрат на приобретение машины, мото-час.

Приведенная себестоимость единицы механизированных работ может определяться по формуле:

$$C_e^{np} = \frac{C_{Mч} K_H}{\Pi_m K_c K_{П}}, \text{ руб/м}^3, \text{ руб/м}^2, \text{ руб/т}, \quad (5)$$

где K_H — коэффициент накладных расходов при производстве механизированных работ.

При планировании и организации производства строительных работ прибыль будет всегда положительной, если выполняются два неравенства:

$$(K_{HT} C_T - C_{епр}) > 0 \text{ и } (H - H_{ок}) > 0. \quad (6)$$

Множитель $((K_{HT} C_T - C_{епр}))$ формулы (4) принимает отрицательное значение при заниженной стоимости технологических процессов или высокой приведенной себестоимости механизированных работ.

Себестоимость эксплуатации машино-часа СДМ зависит от расхода топливо-смазочных мате-



риалов (ТСМ), трудоемкости планирования и организации поддержания и восстановления их работоспособности; оплаты труда оператору, управляющего машиной, затрат на перебазирование, принятой амортизационной политики и других факторов.

Причем перечисленные факторы по-разному влияют на снижение $C_{м-ч}$ при использовании СДМ и важно управлять изменениями их выходных параметров для повышения прибыли на этапе эксплуатации жизненного цикла.

Эксплуатационные затраты в себестоимости машино-часа погрузчика грузоподъемностью 3 т составляют 75—86 %, из них соответственно 40—45 % ТСМ, 28—32 % поддержание и восстановление работоспособности, 6—9 % оплата труда рабочим по управлению машиной, менее 1 % перебазировка. Основная составляющая $C_{м.ч}$ — затраты на ТСМ, которые для СДМ определяются на машино-час без учета показаний приборов (расхода топлива или работы двигателя).

К основным составляющим себестоимости машино-часа СДМ относятся также затраты на поддержание и восстановление их работоспособности. В настоящее время эти затраты определяются на основе затрат на запасные части и материалы для ремонта или сведений о работе машин, предоставляемых их владельцами.

Затраты на поддержание и восстановление работоспособности машины должны учитывать не только стоимость запасных частей и материалов, но и трудоемкость на выполнение обслуживаний, ремонтов и диагностики, которая составляет основу планирования и организации технической эксплуатации СДМ и оплаты труда ремонтных рабочих.

Значения приведенных себестоимостей единицы механизированных работ и единицы продукции в значительной степени зависят от эксплуатационной производительности ($\Pi_э = \Pi_m K_c K_{п}$), которая уменьшается с увеличением наработки с начала эксплуатации машины (для гидрофицированных машин уменьшается более, чем в 2 раза). По результатам исследований А. М. Харазова, изменения коэффициента K_c с высокой точностью описывается линейной зависимостью:

$$K_c = 1 - 10^{-4} N. \quad (7)$$

Исследования авторов подтвердили качественную зависимость по результатам исследований А. М. Харазова [9]. Изменения K_c от наработки с на-

чала эксплуатации и после капитального ремонта (КР) для погрузчика грузоподъемностью 3 т соответственно можно определять по формулам:

$$K_c = 1 - 7 \cdot 10^{-5} N, \quad (8)$$

$$K_{ср} = 1 - 85 \cdot 10^{-6} N_p, \quad (9)$$

где N_p — наработка после КР, мото-час.

При определенной наработке гидрофицированных машин важно произвести замену или ремонт основных СЕ (насосов, распределителей, гидроцилиндров или гидромоторов) гидропривода, что позволит повысить $\Pi_э$ до 100 %.

Коэффициент внутрисменного режима работы $K_{п}$ СДМ также изменяется от наработки с начала эксплуатации или после КР.

Для погрузчиков грузоподъемностью 3 т эти изменения можно описать формулами:

$$K_{п} = 0,82 - 39 \cdot 10^{-6} N, \quad (10)$$

$$K_{пр} = 0,78 - 4 \cdot 10^{-5} N_p. \quad (11)$$

По совокупности от влияния двух коэффициентов без замены сборочных единиц (СЕ) $\Pi_э$ для рассматриваемого погрузчика к наработке 6000 мото-часов уменьшается, а $C_{е пр}$ увеличивается в 2,2 раза. Такое снижение $\Pi_э$ и увеличение $C_{е пр}$ необходимо исключить своевременным ремонтом по результатам диагностики на основе текущих значений контролируемых параметров в соответствии с алгоритмами, разработанными ранее [10].

Множитель $(N - N_{ок})$ уравнения (4) может иметь отрицательное значение вследствие несоответствия стоимости машины ее выходным параметрам на этапе эксплуатации ЖЦ и (или) низким уровнем организации производства работ (низкое значение $K_{п}$) и технической эксплуатации (низкое значение K_c и $K_{ти}$).

Приобретая машину, нужно определиться с объемами выполняемых работ при рациональной ее загрузке на строительной площадке, исключая простои по организационным причинам.

Организация поддержания и восстановления работоспособности машины должна обеспечивать стабилизацию значений K_c и $K_{ти}$.

При выборе новой машины важно оценить ее основные выходные параметры, влияющие на ресурс основных СЕ и интенсивность изменений коэффициентов $K_{п}$, K_c и $K_{ти}$.



При планировании и организации строительного производства необходимо учитывать изменения выходных параметров каждой конкретной машины. А при достижении критических значений параметров — своевременно принимать решение о целесообразности использования как отдельных сборочных единиц, так и гидропривода в целом.

В зависимости от наработки, с начала эксплуатации для гидрофицированных машин изменения технической производительности можно выразить через динамику КПД гидропривода:

$$K_c = 1 - (\eta_n - \eta_i) = 1 - \eta_n + \eta_i, \quad (12)$$

где η_n — объемный КПД гидропривода новой машины; η_i — объемный КПД гидропривода при i -ой наработке;

Используя зависимости 5, 6 и 13, можно определить предельное значение КПД гидропривода:

$$K_{нт} C_T = \frac{C_{мч} K_n}{P_T (1 - \eta + \eta_{пр}) K_p}.$$

Для погрузчика Амкодор 332, используемого в дорожной отрасли второй климатической зоны, он составил 0,4.

Диагностирование гидропривода машин без разгерметизации гидравлической системы

Неисправности многих сборочных единиц (СЕ) гидропривода имеют общие признаки, что позволяет уменьшить количество диагностических параметров и приборов для их определения. Так, при неисправностях гидронасоса, гидромотора, гидроцилиндра, аппаратуры управления, напорного и рабочего контуров происходит изменение давления, т. е. с помощью измерения давления и его перепадов можно оценивать их работоспособность.

В соответствии с действующим методическим документом в Российской Федерации (МДС 12-20.2004 [12]) номинальное и максимальное давление, а также перепад давления на отдельных СЕ, являются три из пяти основных параметров при диагностировании внутреннего состояния гидросистемы и ее отдельных СЕ. Приведенные схемы и алгоритмы предусматривают, как правило, использование стендов шести размерных групп мощностью от 11 до 500 кВт с подключением их в гидросистему и требуют ее разгерметизации.

Оценка работоспособности гидропривода технического средства с помощью этого прибора позволит определить предельные значения контролируемых параметров (давление, разрежение и его перепады) и выявить СЕ, требующие замены при проведении планового технического обслуживания или ремонта.

Важно в процессе использования гидрофицированных машин оценить предельное состояние СЕ гидропривода без его разгерметизации [11, 12].

Одним из основных параметров контроля работоспособности гидропривода, наиболее полно характеризующим его техническое состояние, является его объемный КПД. Однако в связи с невозможностью непосредственного (прямого) измерения объемного КПД гидропривода без разгерметизации, при диагностировании используют внешние (выходные) характеристики, а также учитывают сопутствующие процессы, возникающие при выполнении рабочих операций. Такие диагностические параметры, как частота вращения гидромашин, скорость перемещения штоков гидроцилиндров, величина и скорость изменения давления и температуры рабочей жидкости (РЖ) и др., дают конкретную информацию о техническом состоянии диагностируемого гидрооборудования.

Следует отметить особую важность такого диагностического параметра, как давление в гидросистеме. Так, при диагностировании большинства СЕ гидропривода приходится сталкиваться как с измерением номинального и максимального давления в контурах, так и с измерением перепада давления на гидроаппаратах и отдельных участках гидросистемы.

На примере гидросистемы рабочего оборудования погрузчика Амкодор-332 рассмотрен способ диагностирования различных СЕ, входящих в состав его гидросистемы без нарушения их герметичности [13]. Способ основан на измерении давления в гидролиниях с помощью накладных датчиков, входящих в комплект прибора КДГ-01. Этим методом можно диагностировать гидроагрегаты по величине номинальных и максимальных давлений, по перепаду давлений и температуре РЖ.

Исследования для погрузчиков с различной наработкой с начала эксплуатации показали значительное изменение перепадов давления и температуры нагрева с увеличением наработки.

По интенсивности изменения выбранных диагностических параметров (давление, перепад давле-



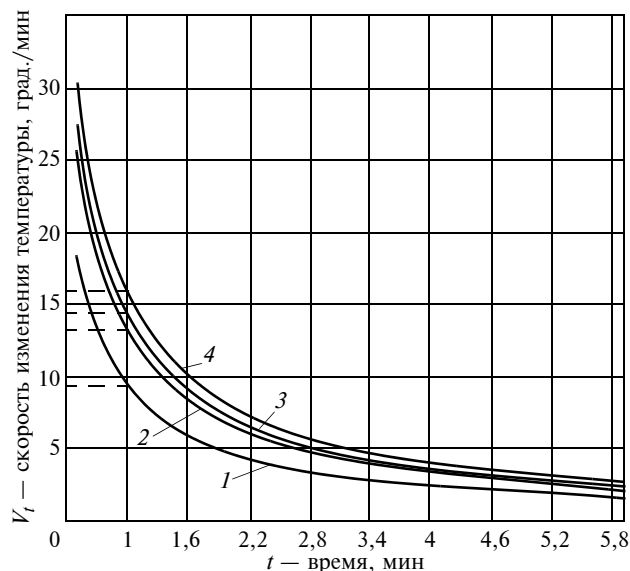


Рис. 1. Изменение скорости роста температуры корпуса насоса НШ-50 от времени:

1 — КПД насоса 0,9; 2 — КПД насоса 0,8; 3 — КПД насоса 0,7; 4 — КПД насоса 0,6

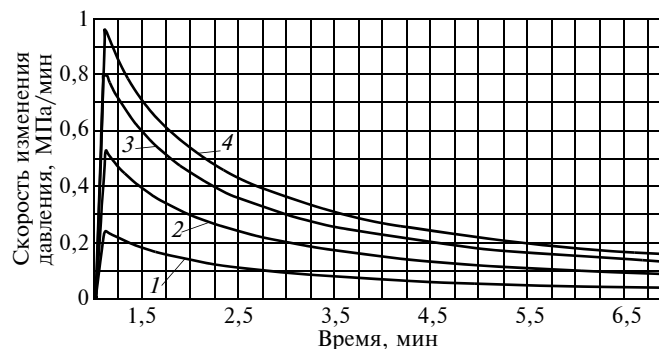


Рис. 2. Изменение скорости падения давления в напорной магистрали насоса НШ-50 от времени:

1 — КПД насоса 0,9; 2 — КПД насоса 0,8; 3 — КПД насоса 0,7; 4 — КПД насоса 0,6

ния и температуры) можно определить КПД и остаточный ресурс контролируемой СЕ гидропривода.

Эти параметры можно определять с помощью комплекта КДГ-01 с определением КПД и остаточного ресурса СЕ гидропривода машин. Это устройство позволяет реализовать пять методов диагностирования: тепловой, статопараметрический, метод эталонных состояний, метод амплитудно-фазовых характеристик и метод переходных характеристик.

При помощи разработанного комплекта КДГ-01 на практике реализовали тепловой метод диагностики гидропривода, который основан на определе-

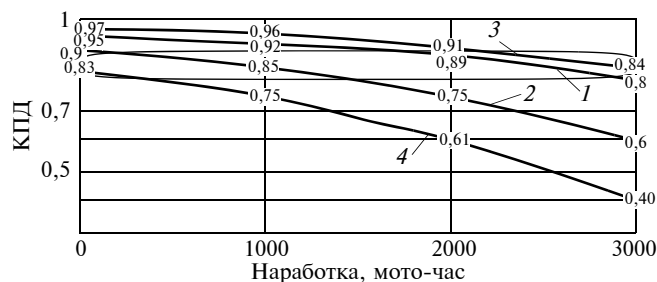


Рис. 3. Зависимость КПД СЕ и гидропривода в целом от наработки с начала эксплуатации:

1 — КПД распределителя; 2 — КПД насоса; 3 — КПД гидроцилиндра; 4 — КПД гидропривода в целом

нии изменения температуры поверхности СЕ гидропривода (или перепада температуры рабочей жидкости на входе и выходе из гидроагрегата). Этот метод реализуется при помощи монтажа температурных датчиков на поверхности СЕ гидропривода, создании нагрузочных режимов, записи и анализе полученных результатов с дальнейшими выводами и рекомендациями по поводу дальнейшей эксплуатации исследуемого гидроагрегата.

На рис. 1 приведены зависимости изменения скоростей прироста температур корпусов насосов НШ-50 от времени нагрузочного режима. Анализируя данные зависимости, можно сделать выводы, что скорость изменения температуры корпусов насосов находится в обратной зависимости от КПД исследуемых насосов, что наглядно подтверждено графиками.

На рис. 2 представлены зависимости изменения давления в напорной магистрали насосов НШ-50 от времени нагрузочного режима. Эти зависимости получены в результате реализации статопараметрического метода диагностики насосов путем монтажа датчиков измерения давления на напорном рукаве высокого давления и последующем создании нагрузочного режима. Этот метод позволяет оценить состояние испытываемого насоса без нарушения герметичности гидропривода.

Анализируя динамику скоростей температур и давлений рабочей жидкости (РЖ) в СЕ гидропривода, можно сделать вывод о целесообразности определения КПД при продолжительности нагружения равной 1 мин и сравнивать их для определения остаточного ресурса. Таким образом, нагружая аналогично другие СЕ гидропривода, можно получить по-

добные зависимости, которые позволяют определить их КПД, а также КПД гидропривода в целом.

Для рассматриваемого варианта, прекратить использование машины необходимо при наработке 3000 мото-час, так как дальнейшая ее эксплуатация будет убыточной.

Выводы

1. Определение остаточного ресурса гидропривода машины целесообразно проводить с учетом получаемой прибыли на основе динамики важнейших выходных параметров в процессе ее эксплуатации.

2. Для повышения точности определения остаточного ресурса можно использовать предложенную методику, основанную на мониторинге динамики основных параметров конкретной машины на этапе эксплуатации ее жизненного цикла и постоянным началом отсчета времени диагностирования и создания нагрузочных режимов при температуре РЖ равной 20 °С.

3. Полученные зависимости обеспечивают высокую точность расчетов (погрешность не превышает 10 %) остаточного ресурса СЕ гидропривода, используемых на машинах во второй климатической зоне.

4. Для обеспечения высокой точности расчетов остаточного ресурса других СЕ и в других условиях их эксплуатации необходимо определить КПД для новой машины; предельное его значение по предложенной методике и текущее значение с помощью прибора КДГ-01 или традиционным способом с разгерметизацией гидравлической системы.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Эксплуатация подъемно-транспортных, строительных и дорожных машин:** учебник для студентов вузов /

- А. В. Рубайлов [и др.]; под ред. Е. С. Локшина. — М.: Академия, 2007. — 512 с.
2. **Максименко А. Н.** Эксплуатация строительных и дорожных машин: учеб. пособие / А. Н. Максименко. — СПб.: БХВ-Петербург, 2006. — 400 с.
3. **Максименко А. Н.** Диагностика строительных, дорожных и подъемно-транспортных машин: учеб. пособие / А. Н. Максименко, Г. Л. Антипенко, Г. С. Лягушев. — СПб.: БХВ-Петербург, 2008. — 302 с.
4. **Максименко А. Н.** Повышение работоспособности гидропривода строительно-дорожных машин / А. Н. Максименко, Д. В. Бездников, В. В. Кутузов, В. В. Васильев // Грузовик &. М.: Машиностроение. — 2008. № 9. — С. 23—27.
5. **Зорин В. А.** Основы работоспособности технических систем: учебник для вузов / В. А. Зорин. — М.: Магистр-Пресс, 2005. — 536 с.
6. **Михлин В. М.** Управление и надежность сельскохозяйственной техники / В. М. Михлин. — М.: Колос, 1984. — 335 с.
7. **Техническая диагностика строительных, дорожных и коммунальных машин:** учеб. пособие / В. И. Иванов [и др.]. — Омск: СибАДИ, 2006. — Ч. 1. — 132 с.
8. **Диагностика и техническое обслуживание машины:** учебник / А. В. Новиков [и др.]; под ред. А. В. Новикова. — Минск: ИВЦ Минфина, 2013. — 340 с.
9. **Харазов А. М.** Техническая диагностика гидроприводов машин / А. М. Харазов. — М.: Машиностроение, 1979. — 112 с.
10. **Максименко А. Н.** Оценка эффективности использования строительных и дорожных машин: Монография / А. Н. Максименко. — Могилев: Белорусско-Российский университет, 2012. — 213 с.
11. **Максименко А. Н.** Повышение работоспособности гидропривода строительно-дорожных машин / А. Н. Максименко, Д. В. Бездников, В. В. Кутузов, В. В. Васильев // Грузовик &. М.: Машиностроение. — 2008. № 9. — С. 23—27.
12. **Механизация строительства.** Организация диагностирования строительных и дорожных машин. Диагностирование гидроприводов. МДС 12-20.2004 / ЦНИИОМТП. — М.: ГУП ЦПП, 2004. — 30 с.
13. **Повышение работоспособности гидропривода** строительных и дорожных машин при внедрении агрегатного метода ремонта и диагностики / А. Н. Максименко, И. В. Лесковец, В. В. Кутузов, Д. В. Бездников, Н. Н. Федосов, В. В. Сентюров // Грузовик &. — 2010. — № 4. — С. 5—11.

Атомщики перенимают опыт "КАМАЗа"

На "КАМАЗе" работала многочисленная делегация компании "Гринатом", многофункционального общего центра обслуживания госкорпорации "Росатом".

Главной целью визита стало изучение успешного опыта развития Производственной системы "КАМАЗ" (ПСК), обучение на Фабрике процессов. Делегацию атомщиков возглавляет генеральный директор ЗАО "Гринатом" Михаил Ермолаев. Об основах бережливого производства гостям рассказали представители Комитета развития ПСК во главе с Игорем Малясевым.

Гости посетили Генеральную дирекцию "КАМАЗа", посмотрели, как организована работа в офисах Центральной бухгалтерии. На автомобильном заводе, в Центре Lean-компетенций, был организован семинар "Развитие ПСК", применение lean-технологий продемонстрировано на производственных участках.

Во второй день визита, атомщики участвовали в тренингах на Фабрике процессов на Заводе двигателей.

Пресс-служба ОАО "КАМАЗ"

