

АВТОМОБИЛІ ТА ТРАКТОРИ

УДК 621.22

Г.А. АВРУНИН, канд. техн. наук, доц. НТУ «ХПИ»;

А.Д. ЖУКОВСКИЙ, студент НТУ «ХПИ»

АНАЛИЗ АБРАЗИВНОГО ИЗНОСА ЦИЛИНДРО-ПОРШНЕВОЙ ГРУППЫ ОБЪЕМНЫХ ГИДРОМАШИН

В статье рассмотрена и проанализирована методика расчета скорости убыли деталей гидронасоса при абразивном износе цилиндро-поршневой группы.

У статті розглянута та проаналізована методика розрахунку убутку деталей гідронасоса при абразивному зносі циліндро-поршневої групи.

The paper reviewed and analyzed the method of calculating the rate of decrease of hydraulic pump parts for abrasive wear of the cylinder group.

Введение. Если в технически развитых странах затраты на ремонт и межремонтное обслуживание машин не превышают в среднем 10—15% от капитальных затрат, то в Украине в различных отраслях промышленности затраты только на капитальный ремонт достигают 50% стоимости машин и оборудования; до 85% их деталей выходят из строя в результате абразивного изнашивания.

Анализ последних достижений и публикаций. В работах [1-3] подробно изложена информация об износостойкости и долговечности деталей, о влиянии твердости абразива на износ деталей, с помощью которых проводилось обоснование и доработка методики расчета абразивного износа.

Цель и постановка задачи. Целью настоящей работы является разработка и анализ методики расчета скорости убыли деталей цилиндро-поршневой группы объемного гидропривода.

Методика расчета скорости убыли деталей гидронасоса. Даже мягкие частицы органического происхождения (например, угля), как это показал М.М. Тененбаум [1], могут быть причиной локальной пластической деформации поверхности детали с последующим разрушением.

На износ, помимо скорости, давления, твердости частиц, в немалой степени влияет износостойкость материала деталей насоса.

Твердость деталей цилиндро-поршневой группы и клапанов должна быть не ниже 60% твердости абразивных частиц, находящихся в рабочей жидкости. Особенно эффективно использование сталей 20ХН, 40Х, 40ХН,

ШХ-15 с обязательной цементацией или азотированием для повышения их износоустойчивости. Срок службы деталей, выходящих из строя из-за износа при различных отношениях твердости материала НМ и твердости абразива, можно определить на основе эмпирической формулы М.М. Тененбаума и А.Е. Костромина [1]:

$$\frac{\dot{O}_{\dot{A}1}}{\dot{O}_{\dot{A}2}} = \frac{\dot{a}^{5,5(\frac{\dot{I} \dot{I} 2}{\dot{I} \dot{A}} - 0,6)^{1,7}}}{\dot{a}^{5,5(\frac{\dot{I} \dot{I} 1}{\dot{I} \dot{A}} - 0,6)^{1,7}}}, \quad (1)$$

где $T_{Д1}$ – срок службы детали, материал которой после термообработки приобрел твердость H_{M1} ;

$T_{Д2}$ – срок службы детали из материала с поверхностной твердостью H_{M2} ;

0,6 – критическое отношение твердости материала и твердости абразива, по данным испытаний [1, 2].

На основе анализа литературных источников по абразивному износу [1 – 4] можно заключить, что взаимосвязь абразивного износа и давления частиц на поверхность носит экспоненциальный характер, перегиб кривой обусловлен прочностью зерен абразива, твердостью сопрягаемых деталей, скоростью взаимного перемещения и всецело определяется удельным давлением движущейся среды. В подобных условиях при скорости потока и абразивных частиц около 50 – 70 м/с износ резины в несколько раз окажется меньше износа стали [1].

По данным В.А. Локшина [5], износ деталей под действием потока абразива прямо пропорционален скорости движения частиц в кубе, их числу, размеру и зависит от сопротивления материала натиранию.

Объемную скорость убыли деталей цилиндрично-поршневой группы и клапанов в общем виде можно представить как функцию ряда переменных:

$$\Delta V = \varphi \left[\frac{mV^2}{2} N; \frac{H_A}{H_M}; G_{ТВ} \alpha \beta; \pi D S n; \Delta p; \Delta; Q \right], \quad (2)$$

где H_A и H_M – твердость абразива и материала;

$G_{ТВ}$ – количество по весу твердого в одном кубометре рабочей жидкости транспортируемого материала;

n – число ходов поршня;

α – коэффициент вероятности соприкосновения абразивных частиц с деталями насоса;

β – доля абразивных частиц от всех частиц твердого в жидкости;

S – ход поршня;
 D – диаметр цилиндра;
 πDS – поверхность контакта рабочей жидкости с элементами цилиндрично-поршневой группы;
 V – линейная скорость движения потока;
 m – масса одной частицы;
 N – число частиц в потоке жидкости;
 Δp – давление при нагнетании рабочей жидкости;
 Δ – зазор между поршнем и цилиндром.

Используя теорию подобия и размерности [6, 7], принимаем за независимые переменные $\frac{mV^2}{2}N$, Δp и Q , представим функцию (2) в виде критериев подобия:

$$\frac{\Delta V}{\left(\frac{mV^2}{2}N\right)^X (\Delta p)^Y Q^Z} = \\
 = \varphi \left[\frac{H_A}{H_M}; \frac{G_{TB} \alpha \beta}{\left(\frac{mV^2}{2}N\right)^X (\Delta p)^Y Q^Z}; \frac{\pi DS n}{\left(\frac{mV^2}{2}N\right)^X (\Delta p)^Y Q^Z} \right];$$

$$\dot{I}_1 = \frac{\Delta V}{\left(\frac{mV^2}{2}N\right)^X (\Delta p)^Y Q^Z};$$

$$\dot{I}_2 = \frac{H_A}{H_M};$$

$$\dot{I}_3 = \frac{G_{TB} \alpha \beta}{\left(\frac{mV^2}{2}N\right)^X (\Delta p)^Y Q^Z};$$

$$\dot{I}_4 = \frac{\pi DS n}{\left(\frac{mV^2}{2}N\right)^X (\Delta p)^Y Q^Z};$$

$$\ddot{I}_5 = \frac{\Delta}{\left(\frac{mV^2}{2}N\right)^x (\Delta p)^y Q^z}. \quad (3)$$

Представим все величины через массу М, длину L, время Т, отсюда получаем:

$$\ddot{I}_1 = \frac{\Delta V}{Q};$$

$$\ddot{I}_2 = \frac{H_A}{H_M};$$

$$\ddot{I}_3 = \frac{G_{TB} \alpha \beta \cdot \left(\frac{mV^2}{2}N\right)^{\frac{1}{3}}}{\Delta p^{\frac{4}{3}}};$$

$$\ddot{I}_4 = \frac{\pi D S n}{\Delta p^{\frac{1}{3}} Q} \left(\frac{mV^2}{2}N\right)^{\frac{1}{3}};$$

$$\ddot{I}_5 = \frac{\Delta (\Delta p)^{\frac{1}{3}}}{\left(\frac{mV^2}{2}N\right)^{\frac{1}{3}}}. \quad (4)$$

Заменим выражение $\frac{mV^2}{2}N$ через G_{TB} , подачу насоса Q (m^3/c) и время его работы T_y (ч) до заданного износа и земное ускорение g :

$$\frac{mV^2}{2}N = \frac{G_{TB} Q}{2g} \frac{3600 T_y}{V^2}. \quad (5)$$

Одновременно зазор между подвижными и неподвижными деталями цилиндрично-поршневой группы представим в виде равенства:

$$\Delta = \Delta_{i_{A \times}} + \Delta_{\dot{o}} \dot{O}_{\dot{o}}, \quad (6)$$

где $\Delta_{\text{НАЧ}}$ – первоначальный зазор между поршнем и цилиндром;

Δ_T – интенсивность возрастания зазора между этими деталями в единицу времени;

T_y – длительность работы насоса.

С учетом уравнений (5) и (6) представим параметры Π_3 , Π_4 , Π_5 в несколько иной записи:

$$\ddot{i}_3 = \frac{G_{TB} \alpha \beta}{\Delta p^{4/3}} \left(\frac{1800 G_{TB} Q T_{\dot{o}} V^2}{g} \right)^{1/3};$$

$$\ddot{i}_4 = \frac{\pi D S n}{\Delta p^{1/3} Q} \left(\frac{1800 G_{TB} Q T_{\dot{o}} V^2}{g} \right)^{1/3};$$

$$\ddot{i}_5 = \frac{(\Delta_{i_{A \times}} + \Delta_{\dot{o}} \dot{O}_{\dot{o}}) (\Delta p)^{1/3} g^{1/3}}{(1800 G_{TB} Q T_{\dot{o}} V^2)^{1/3}}.$$

На основании взаимосвязи критериев подобия получаем:

$$\Delta V = \frac{H_A G_{TB}^{4/3} \alpha \beta (1800 Q V^2 T_{\dot{o}})^{1/3} (\Delta_{i_{A \times}} + \Delta_{\dot{o}} \dot{O}_{\dot{o}}) \pi D S n}{H_M g^{1/3} (\Delta p)^{4/3}}. \quad (7)$$

Выявим взаимосвязь скорости нарастания зазора между цилиндром и поршнем в процессе работы насоса:

$$\Delta_T = \varphi_2 \left[n; (\Delta p \pi r^2); \frac{H_A}{H_V}; m; Q_{\dot{o}} \right], \quad (8)$$

где r – радиус твердой частицы;

m – масса частицы, $m = \rho_T \frac{4}{3} \pi r^3$;

$Q_{\text{УТ}}$ – утечки между поршнем и поверхностью цилиндра,

$$Q_{\dot{\delta}\dot{\delta}} = \pi D (\delta + \Delta_T T_T) \mu \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho n}},$$

где δ – первоначальный зазор между поршневым кольцом и стенкой цилиндра;

μ – коэффициент расхода щели;

ρ_n – плотность жидкости;

T_T – время работы насоса.

Представим функцию (8) через критерии подобия, приняв за независимые переменные число ходов поршня n , усилие воздействия частицы на контактирующие поверхности $\Delta p r^2$ и массу частицы m , тогда:

$$\ddot{I}_1 = \frac{\Delta_{\dot{\delta}\dot{\delta}} n m}{\Delta p \pi r^2} = \frac{4 \Delta_T n P_T r}{3 \Delta p};$$

$$\begin{aligned} \ddot{I}_2 &= \frac{Q_{\dot{\delta}\dot{\delta}} n^5 m^3}{(\Delta p \pi r^2)^3} = \\ &= \frac{\pi D (\delta + \Delta_T T) \mu \sqrt{2 \Delta p} n^5 \left(\frac{4}{3}\right)^3 \rho_T^3 \pi^3 r^9}{\sqrt{\rho_l} (\Delta p)^3 \pi^3 r^6} = \\ &= \frac{\pi D (\delta + \Delta_T T) \mu \sqrt{2} n^5 4^3 \rho_T^3 r^3}{3^3 \sqrt{\rho_l} (\Delta p)^{5/2}}; \end{aligned}$$

$$\ddot{I}_3 = \frac{H_A}{H_M}.$$

На основе взаимосвязи критериев подобия можно записать:

$$\Delta_T = \frac{16 \cdot 1,41 \pi D (\delta + \Delta_T T_T) \mu n^4 \rho_T^2 r^2 H_A}{27 H_M \sqrt{\rho_l} (\Delta p)^{3/2}}, \quad (9)$$

$$\text{или } A \Delta_T = \delta + \Delta_T T_T, \text{ где } A = \frac{27 H_M \sqrt{\rho_l} (\Delta p)^{3/2}}{16 \cdot 1,41 \pi D \mu n^4 \rho_T^2 r^2 H_A},$$

следовательно,

$$\Delta_T = \frac{\delta}{A - T_T}. \quad (10)$$

После замены в формуле (7) Δ_T из формулы (10) получим скорость убыли деталей насоса:

$$\Delta V = \frac{H_A G_{TB}^{4/3} \alpha \beta (1800 Q V^2 T_T)^{1/3} \left(\Delta_{I_{A \times}} + \frac{\delta T_T}{A - T_T} \right) \pi D S n}{H_M g^{1/3} (\Delta p)^{4/3}}. \quad (11)$$

Выводы. Анализ данного расчета показывает, что при сохранении неизменным давления P , G_{TB} , α , n абразивный износ тем выше, чем больше n , D , S , а также скорость движения рабочей жидкости V и время работы насоса.

Список литературы: 1. Тененбаум М.М. Износостойкость деталей и долговечность горных машин. – М.: ГПТН по горному делу, 1960. 2. Хрущев М.М., Бабычев М.А. Исследование влияния твердости абразива на износ металлов // Повышение износостойкости и срока службы машин. – М.: Машгиз, 1956. – С. 12-16. 3. Мархасин Э.Л. Повышение износостойкости нефтепромыслового оборудования и инструмента. – М.: Гостоптехиздат, 1956. – 148с. 4. Латидус А.С. Данные по износу и методы повышения долговечности ходовых винтов токарно-винторезных станков. – М.: ЭНКМС, ЦБТН, 1952. – С. 5-6. 5. Локишин В.А. Снижение интенсивности износа поверхностей нагрева котлоагрегатов // Известия ВТИ. – 1977. – №7. – С. 27-30. 6. Алабушев П.М. и др. Теория подобия и размерностей, моделирование. – М.: Высшая школа, 1968. – 208 с. 7. Седов Л.И. Методы подобия и размерностей в механике. – М.: Наука, 1987. – 432 с. 8. Горелов Ю.В., Горелова Л.С. Об абразивном износе цилиндрико-поршневой и клапанной групп гидравлической машины объемного действия // Транспорт Урала. – 2005. – №1(4). – С. 8-11.

Поступила в редколлегию 03.04.2012