

**В.Г. ФЕДОРЧЕНКО**, канд. техн. наук, доцент, Донбасская государственная машиностроительная академия;

**С.В. ПОДЛЕСНЫЙ**, канд. техн. наук, зав. кафедрой, Донбасская государственная машиностроительная академия;;

**А.Ю. ДЕНЬЩИКОВ**, ассистент, Донбасская государственная машиностроительная академия;

## **ДИНАМИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ РАБОЧЕЙ СРЕДЫ ДРОБЕМЕТОВ И ИХ ВЛИЯНИЕ НА ИНТЕНСИВНОСТЬ ИЗНОСА ТУРБИННЫХ ЛОПАТОК**

Отримані залежності для визначення швидкостей руху дробу по поверхні лопатки дробомету і швидкість переносного руху при виході з турбіни дробомету. Встановлена зона інтенсивного зносу лопаток, причиною якого є сили тертя ковзання від концентрації напруження за рахунок нормальних кориолісових сил інерції, які викликають значну дотичні напруження. Розкритий механізм інтенсивного зносу лопаток турбін дробомету. Вироблені практичні рекомендації інженерного характеру для визначення геометричних розмірів лопаток дробометів і частоти обертання їх привідних валів, що знижують інтенсивність зносу лопаток.

Dependences for definition of speeds of movement of fraction on a shovel surface thrower fraction and speed of portable movement are received at an exit from the turbine thrower fraction. The area of intensive deterioration of the shovels which reason are forces of a sliding friction from concentration of pressure at the expense of normal forces inertia of koriolis which cause considerable tangents of pressure is established. The mechanism of intensive deterioration of shovels of turbines thrower fraction is opened. Practical recommendations of engineering character about definition of the geometrical sizes of shovels thrower fraction and frequencies of rotation of their power shafts reducing intensity of deterioration of shovels are developed.

Получены зависимости для определения скоростей движения дроба по поверхности лопатки дробомета и скорость переносного движения при выходе из турбины дробомета. Установлена зона интенсивного сноса лопаток, причиной которого являются силы трения скольжения от концентрации напряжения за счет нормальных кориолисовых сил инерции, вызывающих значительные касательные напряжения. Раскрыт механизм интенсивного износа лопаток турбин дробомета. Выработаны практические рекомендации инженерного характера для определения геометрических размеров лопаток дробометов и частоты вращения их приводных валов, снижающих интенсивность сноса лопаток.

В основе своей борьба с интенсивным износом лопаток дробометных аппаратов ведется в настоящее время в направлении получения износостойких металлов лопаток, а также соответствующей термической обработки. Кроме того интенсивность износа лопаток турбин дробометов можно уменьшить снижением давления на их рабочие поверхности.

Рассмотрим поведение дроба движущейся вдоль поверхности прямолинейной лопатки. Согласно расчетной схеме представленной на рис. 1 можно записать векторное дифференциальное уравнение (z). Оно имеет следующий вид [2]

$$m\bar{a}_r = \bar{P} + \bar{N} + \bar{\Phi}_e + \bar{\Phi}_\kappa. \quad (1)$$

Спроектируем векторное уравнение (1) на ось  $Y$ .

$$0 = N - P - \Phi_\kappa, \quad (2)$$

где  $N$  – сила, действующая со стороны лопатки на точку  $M$  (или сила движения точки на лопатку);  $P$  – сила тяжести материальной точки  $M$

$$P = mg,$$

$\Phi_\kappa$  – кориолисова сила инерции, которая определяется векторным уравнением:

$$\Phi_\kappa = 2mw\dot{x}, \quad (3)$$

где  $\bar{w}$  – вектор переносной угловой скорости;  $v_e = v = \dot{x}$  относительная скорость материальной точки  $M$ .

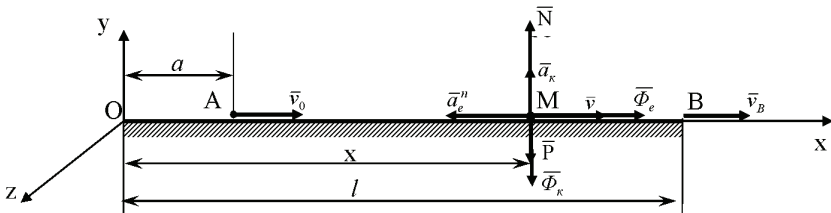


Рисунок 1 – Расчетная схема

Тогда  $N - mg - 2mw\dot{x} = 0$ , откуда

$$N = m(g + 2w\dot{x}). \quad (4)$$

Для определения  $\dot{x}$  запишем уравнение (1) в проекции на вертикальную ось  $x$ .

$$ma_e = \Phi_e, \quad (5)$$

где  $a_e = \ddot{x}$  – относительное ускорение материальной точки,  $\Phi_e$  – переносная сила инерции материальной точки  $M$ , которая равна

$$\Phi_e = mw^2(a + x).$$

Тогда

$$\ddot{x} = w^2(a + x). \quad (6)$$

Проинтегрируем дифференциальное уравнение (6) методом разделения переменных с учетом начальных условий  $t = t_0 = 0$ ;  $\dot{x} = \dot{x}_0 = v_0 = 0$ .

Откуда закон относительного движения материальной точки  $M$  приобретает следующий вид:

$$\dot{x} = w\sqrt{x(2a + x)}. \quad (7)$$

Исходя из функциональной зависимости (7) и физического представления задачи действительные решения удовлетворяют условия, когда  $x > a$ .

Для количественного представления изменения относительной скорости принимаем конструктивный размер  $a$ , учитывающий расстояние от оси вра-

шения и конструктивные особенности распределителя дробы (импеллера) равным 0,1 м, длину  $l$  плоской лопатки пределах 0,2 м, угловую скорость  $w = 154 \text{ с}^{-1}$ . Построим график распределения относительных скоростей дробы при движении по лопатке дробемета (рис. 2, а).

Согласно представленному графику на рис. 2, можно полагать, что увеличение относительной скорости при движении дробы вдоль лопатки дробемета происходит практически по линейному закону.

Для определения закона движения дробы относительно поверхности лопатки и времени ее движения решено дифференциальное уравнение (6) методом разделения переменных по времени с учетом начальных условий:  $t = t_0$ ;  $x = x_0 = a$ ;  $\dot{x} = \dot{x}_0 = v_0 = 0$ :

$$x = 0,5a(e^{wt} + e^{-wt} - 2); \quad (8)$$

$$\dot{x} = 0,5aw(e^{wt} - e^{-wt}). \quad (9)$$

Для определения конечного времени движения дробы по лопатке турбины дробемета представим уравнение (8) в следующем виде:

$$\frac{x}{0,5a} + 2 = e^{wt} + e^{-wt}. \quad (10)$$

Из решения уравнения (10) методом замены переменных:

$$t = \frac{1}{w} \ln \left( \frac{x+a}{a} + \sqrt{\frac{(x+a)^2}{a^2} - 1} \right). \quad (11)$$

Тогда время движения дробы при выходе из лопатки дробемета: 8,5; 10,2; 11,4 миллисекунд при  $x = 0,1l$ ;  $0,15l$  и  $0,2l$  соответственно.

Приведенные числовые результаты вычислений показывают, что при значительных угловых скоростях, время движения дробы по лопатке дробемета очень мало и сопоставимо со временем ударных процессов.

Для определения давления дробы на лопатку дробемета введем закон относительного движения ее (7) в уравнение (4). Тогда получим:

$$N = m(g + 2w^2 \sqrt{x(2a+x)}). \quad (12)$$

Так как максимальная сила трения скольжения, влияния отрицательного на интенсивность износа лопаток дробеметов, согласно законам Кулона пропорциональна нормальному давлению (нормальной реакции), то есть

$$F = fN, \quad (13)$$

где  $f$  – коэффициент трения скольжения, то уравнение (13) с учетом (12) принимает следующий вид:

$$F = fm(g + 2w^2 \sqrt{x(2a+x)}). \quad (14)$$

Учитывая, что коэффициент трения скольжения стали по стали согласно (2) равен 0,15

$$F = 0,15m(g + 2w^2 \sqrt{x(2a+x)}). \quad (15)$$

Примем для дальнейшего рассмотрения радиус сферической поверхности дробы равный 3 мм, при этом масса одной дробы составляет  $m = 1 \cdot 10^{-4}$  кг.

Согласно формуле (12) давление дробы на поверхность лопатки дробе-мета имеет два слагаемых то есть

$$N = N_1 + N_2, \quad (16)$$

где сила реакции  $N_1 = mg = 1 \cdot 10^{-3}$  Н является силой давления дробы на поверхность лопатки дробемета от ее силы тяжести,  $N_2$  – давление дробы на поверхность лопатки дробемета от кориолисовой силы инерции:

$$N_2 = mw^2 \sqrt{x(2a + x)}. \quad (17)$$

Минимальное значение силы  $N_2$ , очевидно, будет для минимального значения координаты  $x$ , отличной от конструктивного размера  $a$ .

Тогда получим следующее выражение:

$$N_2 = 2 \cdot 10^{-4} \cdot 154^2 \sqrt{0,005(0,2 + 0,005)} = 0,15 \text{ Н}. \quad (18)$$

Учитывая, что  $N_2 \gg N_1$  значение полного давления дробы на поверхность лопатки дробемета принимает такой окончательный вид:

$$N = 2mw^2 \sqrt{x(2a + x)}. \quad (19)$$

Произведем вычисления полного давления дробы на поверхность лопатки дробемета по формуле (19). График распределения давления дробы на поверхность лопатки дробемета по ее длине приведен на рис. 2, б.

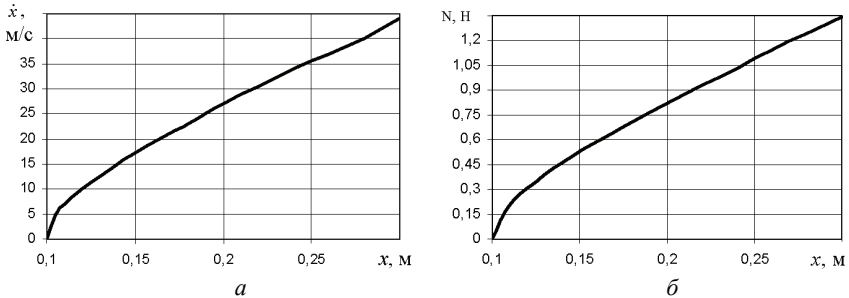


Рисунок 2 – Распределение скорости движения дробы (а) и силы давления дробы на лопатку вдоль ее поверхности (б)

При взаимодействии сферических поверхностей с другими поверхностями, а также в местах повреждений материалов в виде микроскопических трещин или в местах малых отверстий различной геометрической формы, возникают контактные напряжения.

Согласно [7] проведение окружности произвольного диаметра  $d$ , касающуюся верхнего края в точке приложения сосредоточенной внешней силы  $P$  обеспечивает для всех точек этой окружности одинаковые и равные ра-

диальные напряжения, определяемые формулой

$$\sigma \cdot r = -\frac{2P}{\pi d}. \quad (20)$$

Для указанных точек наибольшие касательные напряжения равны:

$$\tau_{\max} = \frac{P}{\pi d}. \quad (21)$$

При уменьшении диаметров окружностей по мере прилегания к точке контакта значение  $d$  уменьшаются согласно зависимости

$$d = 1 - \frac{1}{2} - \frac{1}{3} \dots \frac{1}{5}. \quad (22)$$

Выбрав наибольшее приближение (22) согласно формуле (21), коэффициент концентрации касательных напряжений в точке контакта будет равен  $K = 5$ .

Тогда формула (21) окончательно имеет следующий вид:

$$\tau_{\max} = 1,6N, \quad (23)$$

Исходя из распределения давлений на лопатки дробемета (рис. 3) и относительных скоростей (рис. 2) можно перейти к выводу, что чистое качение соответствует 25 мм, ее длины с относительной скоростью в конце этого участка 11,5 м/с.

Угловая скорость собственного вращения дроби соответствует формуле:

$$w_d = \frac{v}{r} = \frac{11,5}{3 \cdot 10^{-3}} = 3,8 \cdot 10^3 \text{ с}^{-1}, \quad (24)$$

$$n_d = 36 \cdot 10^3 \text{ об/мин.}$$

Определим распределение максимальных касательных напряжений по длине лопатки турбины дробемета по формуле (23) на участке качения со скольжением. График изменения максимальных касательных напряжений с увеличением протяженности поверхности лопатки турбины дробемета до ее длины 200 мм приведен на рис. 3.

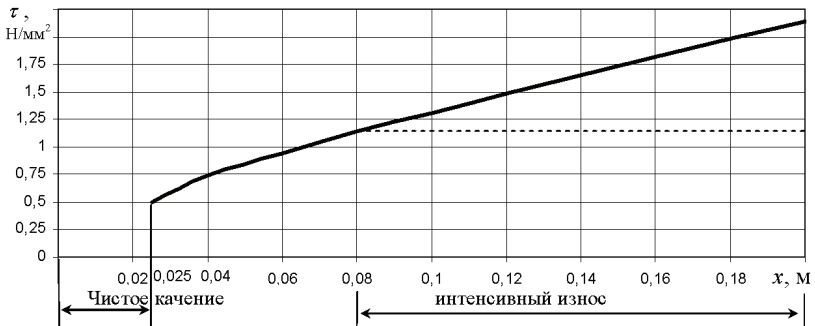


Рисунок 3 – Изменение максимальных касательных напряжений с увеличением протяженности поверхности лопатки турбины дробемета

На основании полученных в настоящей работе зависимостей и их анализа можно прийти к выводу, что интенсивный износ лопатки турбин дробемета происходит при длине лопатки 75-200 мм. Поэтому можно полагать, что наиболее оптимальной длиной лопатки, с точки зрения ее износа, является ее длина в пределах 100 мм.

В этом случае выходная поступательная скорость дробы согласно графику на рис. 2, а соответствует 34 м/с.

При длине лопатки 200 мм выходная поступательная скорость составляет 53 м/с. Таким образом, потеря в выходной скорости с двукратным уменьшением длины лопатки дробемета пропорционально 1,6.

Следовательно, необходимо учитывать очищаемого материала от м основного материала очистки.

Покидающая лопатку дробь имеет, как линейную скорость, так и относительную угловую скорость (24).

Исходя из полученных результатов теоретического следования, очевидно, что дробь, имеющая сферическую поверхность, благодаря линейной скорости, пробивает удаляемое покрытие и одновременно благодаря значительной угловой скорости, в результате касательных напряжений сил трения, зачищает исходный (основной) материал от очищаемого покрытия.

Что касается угловой скорости дробы, то она предельно возрастает на участке 25 мм, длины лопатки (24). Поэтому для лопатки любой длины угловая скорость дробы остается постоянной.

Выходящая линейная скорость дробы есть величина переменная и зависящая, как от длины лопатки, так и от угловой скорости вращения турбины дробемета.

Увеличение длины лопатки не имеет смысла, как с точки зрения ее интенсивности износа, так и с точки зрения увеличения габаритов и массы турбины дробемета. Поэтому лучшим вариантом является возможность плавной регулировки угловой скорости вращения приводного вала турбины дробемета. Это дает возможность подбирать частоту вращения турбины в зависимости от прочности очищаемого материала и степени его прилипания или пригара к очищаемому материалу.

## **Выводы**

- 1 Получены зависимости относительной скорости движения дробы по поверхности лопатки дробемета и определена, конечная линейная скорость переносного движения при выходе из турбины дробемета, а также угловая скорость относительного движения.
- 2 Установлена область интенсивного износа лопаток, причиной которого являются силы трения скольжения от концентрации напряжений за счет нормальных кориолисовых сил инерции, которые вызывают значительные касательные напряжения.
- 3 Раскрыт механизм интенсивного износа лопаток турбин дробемета.

- 4 Выработаны практические рекомендации инженерного характера по определению геометрических размеров лопаток дробеметов и частоты вращения их приводных валов, снижающих интенсивность износа лопаток.

**Список литературы:** 1. *Добронравов В.В.* Курс теоретической механики // *В.В. Добронравов, Н.Н. Никитин.* – М.: Высшая школа, 1983. – 575 с. 2. *Безухов Н.И.,* Основы теории упругости, пластичности и ползучести. – М.: Высшая школа, 1961. – 538 с.

*Поступила в редколлегию 30.06.2011*