

## ПРОГИБ ВАЛА ПИЛЬНОГО ЦИЛИНДРА ЛИНТЕРНОЙ МАШИНЫ С УЧЁТОМ МАССЫ СЕМЕННОГО ВАЛА

С. З. ЮНУСОВ, Ш. А. МАХМУДОВА

*Ташкентский государственный транспортный университет, Республика Узбекистан*

Д. А. КАСИМОВА

*Андижанский машиностроительный институт, Республика Узбекистан*

В настоящее время в Республике Узбекистан постепенно производится обновление техники и технологии хлопкоперерабатывающих заводов. В сложившихся условиях одним из основных путей повышения эффективности производства является техническое перевооружение предприятий отрасли с внедрением в производство последних достижений науки и техники. Параметры рабочей камеры линтерной машины во многом определяют технологию линтерования хлопковых семян. Компоновка рабочей камеры и рабочих органов, используемых в настоящее время линтеров серии 5ЛП, обуславливает образование семенного вала высокой плотности, что вызывает большие динамические нагрузки на семена. Это приводит к повышенной поврежденности семян, высокому расходу электроэнергии на вращение семенного вала.

В существующих линтерных машинах с увеличением плотности семенного вала наблюдается ухудшение качества семян и линта, а также увеличение расхода электроэнергии и дополнительной нагрузки на привод. Следует отметить основные недостатки конструкций, существующих линтерных машин: низкая надёжность в работе; повышенный расход электроэнергии на вращение пильного цилиндра, особенно в режиме пуска по причине большого момента инерции; ухудшение качества семян из-за излишней плотности семенного вала и др.

Рассмотрим влияние массы семенного вала на процесс деформации вала пильного цилиндра. Силы  $P$  (сила тяжести вала) и  $Q$  (равна распределенной силе  $g$ ), подставив геометрический центр вала. В нашем случае это точка  $C$  (рисунок 1). С целью учёта семенного вала (наружное сопротивление) вставим силу  $U$ , здесь же от семенного вала возникает крутящий момент или так называемый момент сопротивления системы  $M_c$ . На рисунке 1 приведена расчётная схема в поперечном разрезе.

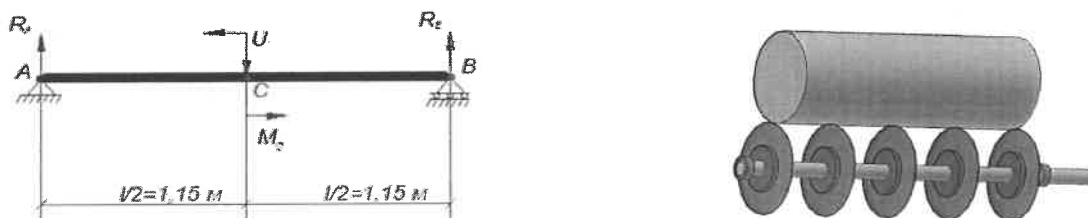


Рисунок 1

Расчёт произведён по известной методике равновесия системы, и расчётные данные сведены в таблицу 1 по влиянию массы семенного вала на процесс деформации вала пильного цилиндра с учётом семенного вала.

Таблица 1

$m_{cb}$ , кг	$U$ , Н	$F_{тр}$ , Н	$M_{cb}$ , Н·м	$P$ , Н	$Q$ , Н	$R_A$ , Н	$R_B$ , Н
60	588	705,6	112,90	1400	577	1331,59	1233,41
70	686	823,2	131,71	1400	577	1388,77	1274,23
80	784	940,8	150,53	1400	577	1445,95	1315,05
90	882	1058,4	169,34	1400	577	1503,13	1355,87

Далее методом сечения определяем поперечные внутренние силы и изгибающие моменты для каждого случая по отдельности (таблица 2). Для определения прогибов  $Y_1-Y_3$  в направлении колебаний масс прикладываем единичные силы; эпюры от этих единичных сил  $M_1-M_3$  перемножаем с эпюрой изгибающих моментов  $M$  от сил  $Q$  способом Верещагина. Моменты инерции поперечных сечений рассчитываем согласно [1]. На основе полученных решений с вариациями технологического сопротивления (массы семенного вала  $m_{cb}$  построены графики, характеризующие влияние массы семенного вала на сил поперечного сечения  $Q$  и на изгибающий момент вала  $M_{из}$ , Н/м (рисунок 2).

Таблица 2

$m_{св}$ , кг	$Q_1$ , Н	$Q_2$ , Н	$M_1$ , Н·м		$M_2$ , Н·м	
			$x = 0$	$x = 1,15$	$x = 1,15$	$x = 2,3$
60	1331,59	-1233,41	0	1531,323	1418,427	0
70	1388,77	-1274,23	0	1597,081	1465,369	0
80	1445,95	-1315,05	0	1662,839	1512,311	0
90	1503,13	-1355,87	0	1728,597	1559,253	0

Результаты обработки полученных решений с вариациями технологического сопротивления (массы семенного вала) показывают, что с увеличением технологического сопротивления линейно увеличиваются силы реакции на подшипниках, рост которых непосредственно влияет на силы поперечного сечения и на изгибающий его момент вала ворошителя. Характер полученных кривых влияния массы семенного вала на реакции сил в подшипниках соответствует характеру кривых влияния массы семенного вала на силы поперечного сечения ( $Q$ , Н) и на изгибающий момент вала ( $M_{из}$ , Н/м).

Далее вычисляем прогиб вала

$$Z = Z_0 + \theta_0 x + \frac{1}{EJ_y} \left[ \sum M \frac{(x-a)^2}{2} + \sum P \frac{(x-b)^3}{6} + \sum q \frac{(x-c)^4}{24} \right].$$

Начальное условие:  $x = 0$ ;  $\begin{cases} Z_0 \neq 0 \\ \theta_0 \neq 0 \end{cases}$ ,  $a = b = c = l/2$ . Учитывая схему установки вала и расположе-

жения масс, можно определить  $\theta_0$  следующим образом, если  $x = 2a$ , то  $Z_b = 0$ , отсюда

$$\theta_0 = \left[ \frac{1}{EJ_y} \left[ \frac{R_A 2a^3}{6} - \frac{M(2a-a)^2}{2} - \frac{P(2a-a)^3}{6} + \frac{R_b(2a-2a)^3}{6} \right] \right] / 2a$$

После определения  $\theta_0$  можно рассчитать для каждого участка или для каждого значения  $x$  прогиб вала. Расчёты приведены в таблице 3. Для каждого случая рассматривается влияние изменения плотности или массы сырцового вала на прогиб вала пильного цилиндра.

Таблица 3

$m_{св}$ , кг	Прогиб вала $Z$ , мм			
	$x = 0,58$	$x = 1,15$	$x = 1,73$	$x = 2,3$
60	-0,46413	-0,66344	-0,5526	0
70	-0,48247	-0,68879	-0,5756	0
80	-0,50082	-0,71414	-0,59859	0
90	-0,51917	-0,73949	-0,62158	0

Поперечное сечение вала и масса пильного цилиндра в существующей конструкции необоснованно велики ( $d = 100$  мм). Если уменьшить диаметр вала, можно достичь более приемлемого варианта с точки зрения энергосбережения. Такая большая масса пильного цилиндра (в основном за счёт массы вала) приводит к тому, что работа в режиме пуска машинного агрегата требует большого расхода мощности (17–17,5 кВт) [2]. После проведённых расчётных работ по выявлению влияния технологической нагрузки на вал пильного цилиндра предлагается уменьшить инерционный момент (массу) пильного цилиндра и регулировать плотность семенного вала. Основным методом уменьшения массы является облегчение вала пильного цилиндра. Регулировка плотности семенного вала зависит от множества параметров, но самым эффективным считаем разработку новой конструкции ворошителя семян для рабочей камеры линтерной машины. При этом за счёт уменьшения изгиба вала пильного цилиндра можно увеличить угловую скорость. Тем самым фактически не уменьшится производительность машины.

#### Список литературы

- 1 Гузенков, П. Г. Детали машин / П. Г. Гузенков. – М. : Высш. шк., 1986. – 359 с.
- 2 Юнусов, С. З. «Динамика машинных агрегатов с механизмами рабочих органов пильного джина : [монография] / С. З. Юнусов. – Ташкент : Фан ва технология, 2013. – 143 с.