

УДК 677.021

ВЛИЯНИЯ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО СОПРОТИВЛЕНИЯ НА ИЗМЕНЕНИЕ СИЛ РЕАКЦИЙ В ПОДШИПНИКАХ ПИЛЬНОГО ЦИЛИНДРА

С.З.Юнусов

Д.т.н., профессор, (Ташкентский государственный транспортный университет)

Ш.Ш.Кенжабоев

Д.т.н., профессор, (Наманганский инженерно строительный институт)

Ш.А.Махмудова

PhD, (Ташкентский государственный транспортный университет)

Annotatsiya: *Maqolada paxtani qayta ishlash zavodlarida qo'llaniladigan sanoat mashinalarining konstruksiyasini o'rganish uchun o'tkazilgan hisoblash tahlili natijalari, podshipnik tayanchlaridagi reaksiya kuchlarining o'zgarishiga xom-ashyo valigi massasining ta'siri o'rganilgan.*

Kalit so'zlar: *podshipnik tayanchlari, vallar, ishonchlilik, arrali djin vali, deformatsiya.*

Аннотация: *В статье представлены результаты анализа расчётов влияния массы сырцового валика на изменения сил реакции в подшипниках, проведенных по изучению конструкции промышленных машин используемых на хлопкоперерабатывающих предприятиях.*

Ключевые слова: *подшипниковые опоры, валы, надежность, пильный цилиндр, деформации.*

Abstract: *The article presents the results of an analysis of calculations of the influence of the mass of the raw roller on changes in reaction forces in bearings, carried out to study the design of industrial machines used in cotton processing plants.*

Key words: *bearing supports, shafts, reliability, saw cylinder, deformation.*

На современном этапе развитием машиностроения, совершенствованием техники в различных отраслях является увеличение ресурса машин. При этом во всех технологических машинах вращающиеся валы установлены на подшипниковых опорах. Поэтому основным элементом считается надежность подшипников. Ожидается, что в будущем спрос на натуральные продукты на мировом рынке, особенно на текстильные изделия и продукцию легкой промышленности из натурального хлопкового волокна, будет расти в связи с постоянно высоким и интенсивным ростом населения. Ежегодно в мире вырабатывается 24-25 миллионов тонн хлопкового волокна, но дефицит его годового потребления составляет более 0,12-0,25 [1].

Вращательное движение - одно из самых распространенных видов движения в современной технике. Любые вращающиеся массы, как известно, рассматриваются по одному и тому же закону, то есть по закону вращения твёрдого тела. Вращение твёрдого тела может осуществляться вокруг неподвижной оси или вокруг точки. Вращательное движение вокруг неподвижной оси - это движение твёрдого тела, при котором все его точки, двигаясь в параллельных плоскостях, описывают окружности с центрами, лежащими на одной неподвижной прямой, называемой осью вращения. При этом все точки тела за данный промежуток времени поворачиваются на один и тот же угол. Тело, совершающее вращательное движение вокруг неподвижной оси (простое вращательное движение), имеет одну степень свободы, и его положение определяется углом поворота φ , а угловое перемещение - $\Delta\varphi$ или $d\varphi$. Вращательное движение задаётся уравнением $\varphi = \varphi(t)$ [2].

При этом в качестве основных параметров приводят угловую скорость, технологическое сопротивление системы, деформация валов. Опоры валов - подшипники предназначены поддерживать вращающиеся детали в пространстве, воспринимая действующие на них нагрузки. Подшипник воспринимает нагрузки, допускает относительное перемещение частей механизма в требуемом направлении.

От конструкции системы опор, который включает в себе подшипник и корпус для подшипника во многом зависят точность действия и надёжность работы механизма в целом. Опоры, предназначенные для восприятия радиальной или комбинированной (радиальной и осевой) нагрузки, принято называть подшипниками.

Анализ конструкции промышленных машин используемых на хлопкоперерабатывающих предприятиях показывает, что в конструкциях широко используют вращающиеся валы с большими массами.

Процесс джинирования и линтерования производится с помощью пильных джинов и линтерных машин. В пильных джинах и линтерных машинах главным рабочим органом является пильный цилиндр. Значительная мощность в машине потребляет именно привод пильного цилиндра, для пильного джина 75 кВт и линтерных машин 55 кВт [3]. При таких мощностях важными являются исследования по изучению методов снижения расхода потребляемой мощности. Интересует вопрос, как будет влиять сопротивление от хлопка-сырца на расход потребляемой мощности пильном цилиндром. Для этого надо рассчитать деформацию (изгиб) вала пильного цилиндра в зависимости от нагрузок получаемой от сырцового валика и за счёт масс пиль и прокладок. После чего можно рекомендовать диаметр вала пильного цилиндра. Пильный цилиндр является массивным и влияние на его скоростной режим сопротивления от хлопка-сырца считается незначительным.

Для того чтобы составил математическое описание объекта расчёта и по возможности просто решить задачу, в расчётах реальные конструкции заменяют идеализированными моделями или расчётными схемами. При этом расчёт становится приближенным. С помощью этого метода мы произвели расчёт пильного цилиндра на

изгиб. Для этого рассмотрим силы действующие на вал пильного цилиндра. Равнораспределенная сила Q , сила от массы вала P , сила давления получаемое от сырцового валика N .

$$U = Q + P + N$$

Учитывая, что валы пильного цилиндра изготавливаются из целого вала и имеют длину более 2-х метров, возникает собственный изгиб вала. Для расчёта необходимы следующие данные: длина вала $l=2300\text{мм}$; сила $P=m \cdot g$, где m -масса вала. Теоретический вес стали относительно диаметра составляет [4]. $\emptyset 61,8=23,56$ кг/м, $\emptyset 100=61,65$ кг/м. С учётом длины вала $m_{\text{вал}}=m \cdot l=61,65 \cdot 2,3=141,2$ кг. или $P=m_{\text{вал}} \cdot g=141,2 \cdot 9,8=1389,6$ Н.

Равнораспределенная сила Q , возникающая за счёт массы пильных дисков и прокладок между ними. Это можно рассчитать:

$$g_{\text{в}} = \frac{G_{\text{п}} + G_{\text{д}}}{l} = \frac{g(m_{\text{п}} + m_{\text{д}})}{l}$$

где, $m_{\text{п}}, m_{\text{д}}$ -общая масса пильных дисков и прокладок установленных на валу, l -длина вала. Из справочных данных [5], масса которых соответственно $0,3\text{кг}$ и $0,15\text{кг}$. С учётом их количества на пильном цилиндре рассчитаем общую величину равнораспределенной силы.

$$g_{\text{в}} = \frac{9,8(39 + 20)}{2,3} = 251 \text{ Н/м}$$

$$Q = g_{\text{в}} \cdot l \cdot l/2 = 251 \cdot \frac{2,3^2}{2} = 577 \text{ Н}$$

Далее определим внутренние усилия вала пильного цилиндра с учётом сырцового валика (в статическом положении). На рис. 1. представлен общий вид процесса (а) и расчётная схема (б). Расчёт является важным при сборке и эксплуатации машины. Учитывая массу сырцового валика, будем рассматривать распределенные силы как сосредоточенные (рис. 1.б). Примем массу сырцового валика в следующем интервале. $m_{\text{св}}=60 \div 90\text{кг}$ для этого случаи, $N=588 \div 882\text{Н}$. при этом момент сопротивления от нагрузки сырцового валика на пильный цилиндр $M_{\text{св}}=F_{\text{тр}}R$, где, $F_{\text{тр}}=f \cdot N$, f - коэффициент трения.

Для рассмотрения влияния сырцового валика на процесс деформации вала пильного цилиндра в предлагаемой расчетной схеме сила тяжести вала P и равнораспределённую силу Q приняли в варианте расчетной схемы второго приближения. Силы P и Q подставив в геометрический центр вала, в нашем случае это точка С рис-1,б. От сырцового валика возникает крутящий момент или, так называемый момент сопротивления системы $M_{\text{с}}$. Расчет произведен по вышеуказанному методу. В таблице 1 сведены расчетные данные по влиянию массы сырцового валика на процесс деформации вала пильного цилиндра.

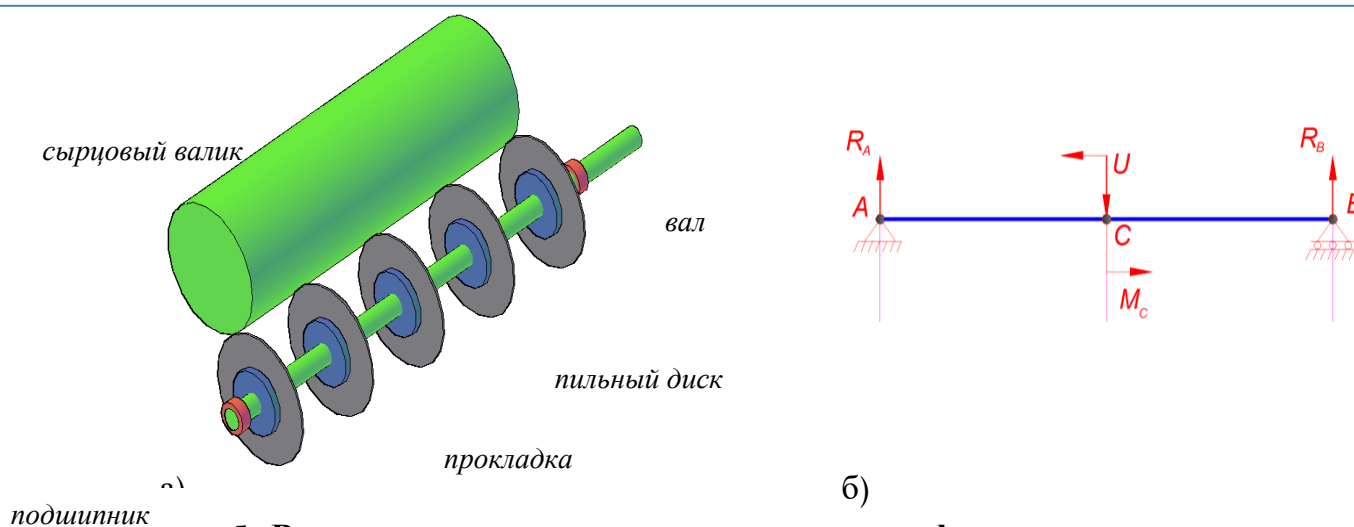


рис. 1. Влияние сырцового валика на процесс деформации вала пильного цилиндра

Рассматривая вал как балку на шарнирных опорах определим реакции опор R_A и R_B . Составим уравнения равновесия системы согласно расчётной схеме провиденной на рис. 1,б.

$$\sum M_{ia} = 0; \quad N \cdot l/2 - Q \cdot l/2 - M_{cb} + P \cdot l/2 - R_B \cdot l = 0$$

$$\sum M_{ib} = 0; \quad R_A l - P l/2 - M_{cb} - Q \cdot l/2 - N \cdot l/2 = 0$$

Полученные результаты расчётных работ сведены на таблице 1.

Таблица-1

$m_{св}$ кг	m	N (Н)	F_{mp} (Н)	$M_{св}$ (Н·м)	P (Н)	Q (Н)	R_A (Н)	R_B (Н)
60	6	588	705,6	112,9	400	77	1331,59	1231,41
70	7	686	823,2	131,7	400	77	1388,77	1274,23
80	8	784	940,8	150,5	400	77	1445,95	1315,05
90	9	882	1058,4	169,3	400	77	1503,13	1355,87

С помощью табличных данных расчётов проведём анализ, влияния массы сырцового валика на изменения сил реакции в подшипниках. Известно, что чем больше наружная нагрузка на систему, тем больше и силы реакции в подшипниках. Отсюда, рост массы сырцового валика приводит к тому, что силовое давления на опорах возрастает, это немаловажно при работе машинного агрегата. Так если при массе $m_{св}=60$ кг силы реакции в подшипниках составляла $R_A=1331,59$ Н и $R_B=1231,41$ Н, а при массе сырцового валика $m_{св}=90$ кг эти значения составляли $R_A=1503,13$ Н и $R_B=1355,87$ Н.

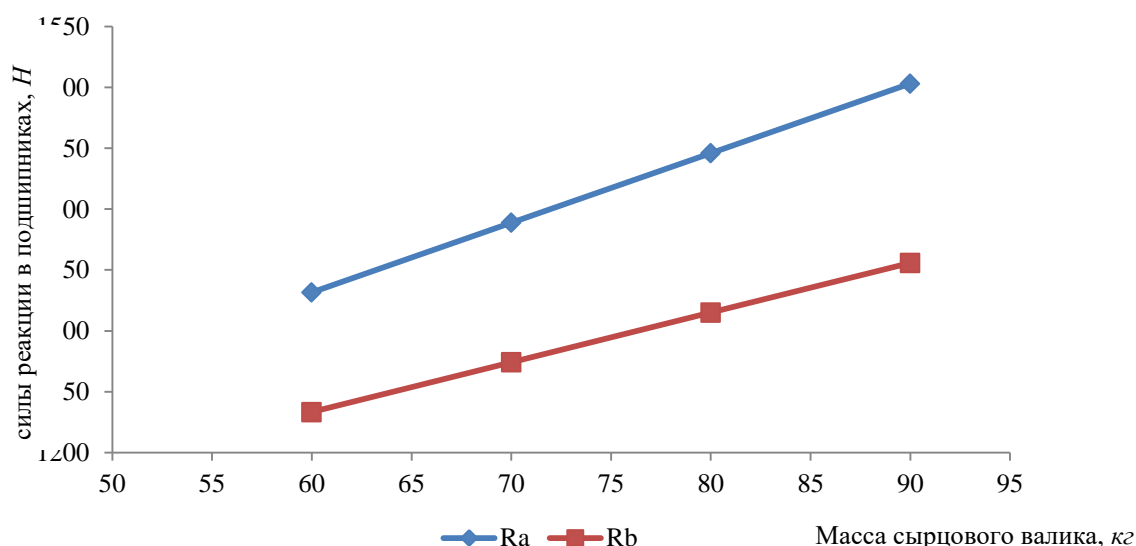


Рис.2. Влияние массы сырцового валика на изменения сил реакции в подшипниках (Н)

Учитывая максимальную производительность пильного джина и линтерной машины согласно графиков на рис. 2. можно выбрать необходимую подшипниковую опору, позволяющий нормальную работу машин.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ:

1. Cotton: WorldStatistics. <https://www.statista.com>; <http://www.ICAC.org>.
2. Трофимова Т.И. / Курс физики. - М: АСADEМIA, 2006, стр 560.
3. Юнусов, С. З., Кенжабоев, Ш. Ш., & Махмудова, Ш. А. (2022). / Влияние изменения параметров упругого элемента составной опоры вала на возникающие напряжения в системе. // *Universum: технические науки*, (10-1 (103)), 55-60.
4. Ачеркан Н.С. / Справочник металлиста в пяти томах. // Машгиз – 1959 год. 5-й том стр.3.
5. Мирошниченко Г.И. / Основы проектирования машин первичной обработки хлопка. // М., «Машиностроение», 1972, 486 с.