

BERESTOV E.I., LESKOVEC V.V., PEKLIN V.V. Methods of definition of efforts of resistance копанью by the worker by the equipment of the bulldozer

The paper presents a method for determining the forces of resistance to digging by a bulldozer blade on the basis of the analysis of the processes occurring during the separation of the chip from an array of ground as well as during the movement of the drawing prism.

The analysis of the methods used in determining the forces of resistance to digging is made. The design scheme, based on which the characteristic geometrical elements of the working equipment and the drawing prism are worked out, has been well-grounded. With the help of the proposed methods the forces of resistance to digging, arising on the working equipment, used in serial technique, are analyzed.

The possibility of analyzing of a large number of parameters of the working equipment that affect the forces of resistance to digging, compared with the used method, is found out.

The comparison of the mean values of the forces of resistance to digging showed the adequacy of the results obtained with the proposed methods. A way to optimize the parameters of the blade is outlined, the results are obtained that allow to make a conclusion about the possibility of such optimization. The conclusion about the prospects of the proposed methods of calculation is made.

УДК 621.825

Кульгейко М.П., Акулич А.П., Кульгейко Г.С., Гринкевич И.В.

ПРИМЕНЕНИЕ КЛИНОРЕМЕННОЙ ЦЕНТРОБЕЖНОЙ МУФТЫ В ПРИВОДЕ ВИБРАЦИОННЫХ МАШИН

Введение. Наряду с общими характеристиками любая вибрационная машина имеет несколько характеристик качества и надежности, которые учитывают специфику ее проектирования, наладки и эксплуатации. К ним относятся стабильность, коэффициент усиления вынуждающей силы и уравновешенность. Идеализация машины в виде совокупности твердых или упругих тел, обладающих массами (моментами инерции), соединенных условно невесомыми упругими элементами и кинематическими направляющими так же, как и в реальной машине, представляет динамическую схему вибрационной машины. Динамическая схема отображает тип машины, тип привода (режим работы) и характеризуется определенными эксплуатационными свойствами [1].

На основе анализа динамических схем по эксплуатационным свойствам, представленных в работе [1], рассмотрена вибрационная машина одномассной динамической схемы с принудительным приводом, в частности, кривошипно-шатунным с жестким шатуном. Достоинство этой схемы в неизменности амплитуды колебаний рабочего органа, т. е. в высокой стабильности, что является одним из наиболее важных факторов наряду с коэффициентом усиления вынуждающей силы и уравновешенностью, характеризующих качество и надежность вибрационной машины.

Постановка задачи. Часто при работе вибрационной машины могут возникать дополнительные упругие колебания (рабочего органа, отдельных его элементов или участков), толчки и удары, которые нарушают нормальный ход технологического процесса, снижая его стабильность. Для снижения отрицательного воздействия применяют упругие муфты, обладающие следующими демфирующими свойствами: смягчают толчки и удары, переводя кинетическую энергию в тепловую и потенциальную энергию деформации; защищают от резонансных крутильных колебаний; не требуют точной соосности валов [2].

Наиболее простой по конструкции муфтой, обладающей одновременно компенсационными, упругими и предохранительными свойствами, является, например, упругая центробежная муфта Т.Г. Рыбчевского. Однако эта муфта способна передавать сравнительно небольшую мощность при средней частоте вращения соединяемых

валов, т.е. ее нагрузочная способность является достаточно низкой. Причина низкой нагрузочной способности муфты – ограничения по коэффициенту трения пары «полумуфта-лента». Задача заключается в повышении нагрузочной способности муфты при сохранении ее габаритных размеров, упругих свойств и относительной простоты конструкции.

Результаты исследований. Поставленная задача решается за счет применения в муфте (рис. 1) эластичной ленты с клиновыми выступами, которые входят в соответствующие кольцевые канавки полумуфт с опорой на их боковые поверхности. Наличие на эластичной ленте клиновых выступов превращает ее в клиноремennую ленту [3].

Наличие кольцевых канавок на цилиндрических внутренних поверхностях чашеобразных полумуфт, профиль которых соответствует профилю клиновых выступов, позволяет повысить площадь фактического контакта между лентой и внутренними поверхностями полумуфт. Высота клиновых выступов и глубина кольцевых канавок на внутренних поверхностях полумуфт подбираются таким образом, чтобы реализовывался «эффект самозаклинивания», т. е. отсутствие контакта торцов выступов на ленте с торцовыми поверхностями канавок. Выполнение условия превышения высоты клиновых выступов на эластичной ленте над ее толщиной позволяет привести в соответствие упругие свойства муфты с ее нагрузочной способностью.

Муфта работает следующим образом. При вращении ведущей полумуфты 1 силами трения увлекается и начинается вращаться эластичная клиноремennая лента 3, которая боковыми поверхностями своих выступов прижимается к боковым поверхностям клиновых кольцевых канавок полумуфт 1 и 2 центробежной силой, за счет чего возникает момент сил трения M_{mp} , вращающий ведомую полумуфту:

$$M_{mp} = mf' \omega^2 R^2, \quad (1)$$

где m – масса ленты; ω – угловая скорость ленты; R – радиус средней цилиндрической поверхности ленты; f' – приведенный коэффициент трения клиноремennой ленты, $f' = f / \sin(\varphi/2)$; f – коэффициент трения эластичной ленты о поверхность полумуфт (для пары «резина-чугун» $f = 0,6$); φ – угол клина ремней.

Кульгейко Михаил Петрович, к.т.н., доцент, зав. кафедрой технологии машиностроения Гомельского государственного технического университета им. П.О. Сухого.

Кульгейко Галина Степановна, ассистент кафедры гидропневмоавтоматики Гомельского государственного технического университета им. П.О. Сухого.

Гринкевич Игорь Владимирович, ассистент кафедры технологии машиностроения Гомельского государственного технического университета им. П.О. Сухого.

Беларусь, ГГТУ им. П.О. Сухого, 246746, г. Гомель, пр. Октября, 48.

Акулич Антон Павлович, к.т.н., доцент кафедры технологии машиностроения Брестского государственного технического университета. Беларусь, БрГТУ, 224017, г. Брест, ул. Московская, 267.

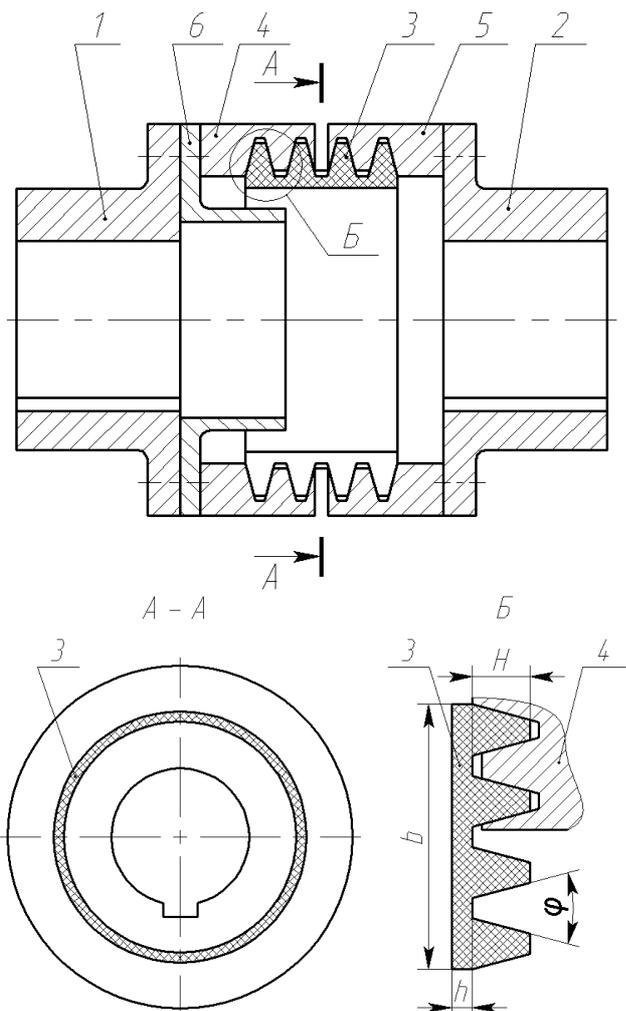


Рис. 1. Упругая клиноременная центробежная муфта
1 – ведущая полумуфта; 2 – ведомая полумуфта; 3 – клиноременная лента; 4, 5 – барабаны; 6 – обойма.

Для стандартных клиновых ремней $\varphi = 40^\circ$, тогда

$$f' = f / \sin(\varphi / 2) \approx 3f .$$

При этом предельная мощность, передаваемая муфтой,

$$N = M_{mp} \omega . \tag{2}$$

При возникновении динамических моментов $M_{дин}$ при запуске и работе силовой передачи, в состав которой входит муфта, превышающих момент сил трения ($M_{дин} > M_{mp}$), лента будет проскальзывать в канавках полумуфт, чем предохранит передачу от перегрузок.

Так как момент сил трения в предложенной муфте

$$M_{mp} = f' m \omega^2 R^2 = 3M'_{mp} , \tag{3}$$

где M'_{mp} – момент сил трения в муфте Рыбчевского, то предельный момент и предельная мощность муфты при одинаковых параметрах муфт и фиксированной частоте вращения в предложенной муфте в три раза превышает предельный момент и предельную мощность муфты Рыбчевского. Так, например, предлагаемая муфта с диаметром $D = 0,5$ м при линейной плотности ленты $q = 2$ кг/м и частоте вращения $n = 720$ об/мин способна передавать мощность 150 кВт, в то время как муфта Рыбчевского при таких же условиях способна передавать мощность 50 кВт.

Возможность сохранения нагрузочной способности предложенной муфты при значительно меньших габаритных размерах рассмотрим на примере. Определим, на сколько процентов уменьшится

средний диаметр эластичной ленты в предложенной муфте, если одинаковы применяемые материалы и угол клина ремней $\varphi = 40^\circ$ (стандартный).

Предельный момент, передаваемый предложенной муфтой определяется выражением (1). С учетом того, что масса ленты $m = q2\pi R$,

$$M_{mp} = f'q2\pi\omega^2 R^3 , \tag{4}$$

предельная мощность, передаваемая муфтой

$$N = M_{mp} \omega = f'q2\pi\omega^3 R^3 . \tag{5}$$

Средний диаметр эластичной клиноременной ленты определяется выражением

$$D = 2R = 2\sqrt[3]{N / (f'q2\pi\omega^3)} = \sqrt[3]{4N / f'q\pi\omega^3} , \tag{6}$$

эластичной плоской ленты –

$$D_p = \sqrt[3]{4N / fq\pi\omega^3} . \tag{7}$$

Определим, на сколько процентов предлагаемое изменение конструкции позволяет уменьшить диаметр муфты при сохранении нагрузочной способности:

$$\frac{D_p - D}{D_p} 100 = \frac{\sqrt[3]{4N / fq\pi\omega^3} - \sqrt[3]{4N / f'q\pi\omega^3}}{\sqrt[3]{4N / fq\pi\omega^3}} 100 = \\ = \left(1 - \sqrt[3]{1/3}\right) \cdot 100 \approx 30\% .$$

Таким образом, применение клиноременной ленты позволяет уменьшить диаметр муфты на 30%, что значительно сокращает ее габаритные размеры и уменьшает расход материалов на ее изготовление.

Применение в муфте эластичной ленты с клиновыми выступами, имеющими различные углы, позволяет увеличить нагрузочную способность муфты при сохранении ее габаритных размеров, либо уменьшить габаритные размеры муфты при сохранении нагрузочной способности (таблица 1).

Таблица 1. Зависимость нагрузочной способности предложенной муфты от угла клинового выступа φ

Угол клина φ°	Приведенный коэффициент трения f' (относительные значения)	Коэффициент повышения нагрузочной способности
40	1	1,0
29	4/3	1,3
19	2	2,0

Таким образом, при уменьшении угла клиновых выступов в муфтах с канавками на внутренней поверхности полумуфт повышается коэффициент нагрузочной способности, что позволяет увеличить передаваемый крутящий момент. Уменьшению габаритов муфты при одинаковом коэффициенте нагрузочной способности способствует также большая масса клиноременной ленты по сравнению с плоской лентой при тех же значениях ширины b и толщины h . При этом следует учитывать, что толщина h ленты существенно определяет ее упругие свойства.

Эффект самозаклинивания, который наблюдается при $\varphi 40^\circ$ и оказывает отрицательное влияние на работоспособность клиноременных передач (т. к. при самозаклинивании ремень испытывает дополнительный перегиб на сбегающих ветвях и быстрее разрушается от усталости), отрицательного влияния на работоспособность предложенной муфты не оказывает ввиду того, что при работе муфты эластичная лента перегибов не испытывает.

Заключение. Предложенная конструкция клиноременной упругой центробежной муфты обеспечивает повышение нагрузочной способностью муфты при сохранении ее габаритных размеров, упругих свойств и относительной простоты конструкции. Применение

муфты в приводе вибрационных машин обеспечивает стабильность работы исполнительного органа при уменьшении габаритов передачи заданной мощности привода. При этом конструкция муфты предусматривает резерв повышения предельного крутящего момента передачи.

2. Ряховский, О.А. Справочник по муфтам / О.А. Ряховский, С.С. Иванов.- Л.: Политехника, 1991. – 384 с.
3. Дунаев, П.Ф. Конструирование узлов и деталей машин / П.Ф. Дунаев, О.П. Леликов. – М.: Издательский центр «Академия», 2004. – 496 с.

СПИСОК ЦИТИРОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Вибрации в технике: справочник: в 6-ти т. Вибрационные процессы и машины / Под ред. Э. Э. Лавендела. – М: Машиностроение, 1981. – Т. 4.– 509 с.

Материал поступил в редакцию 11.06.10

KULGEJKO M.P., AKULICH A.P., KULGEJKO G.S., GRINKEVICH I.V. Application wedge-belt centrifugal muff in a drive of vibrating machines

In work the application of an original design wedge-belt elastic centrifugal muff in drives of vibrating machines is considered. The analytical account load of ability muff in comparison with known analogue is submitted. The offered design muff provides increase load of ability of transfer at preservation of her overall dimensions and elastic properties, and also provides a reserve of increase of the limiting twisting moment of transfer.

УДК 621.169.2

Благодарная О.В.

УСКОРЕННЫЕ ИСПЫТАНИЯ КАЧЕСТВА ШВЕЙНЫХ ИГЛ

Введение. Несмотря на миниатюрность и на то, что игла составляет по массе почти в 30 тысяч раз меньше самой швейной машины, она в то же время является самым главным элементом швейной машины, без которого не может быть осуществлен процесс шитья.

В последнее время многие фирмы как в странах ближнего, так и в странах дальнего зарубежья усиленно работают над улучшением качества и надежности швейных игл, причем каждая фирма самым настойчивым образом рекламируют свою продукцию как наиболее лучшую в мире. При этом, разумеется, цены за «новое качество» непрерывно возрастают. Покупателю же приходится покупать целую партию игл, состоящую из нескольких сотен и даже тысяч единиц. Поэтому, несмотря на то, что, казалось бы, одна игла не так уж и дорого стоит (примерно 10–15 американских центов), партия же игл обходится не очень дешево, и если оказывается, что качество приобретенных игл не вполне соответствует требованиям производства, то потери становятся весьма существенными. В связи с этим немаловажным является возможность экспресс-методом определить и сравнить качество швейных игл различных фирм и выбрать наилучшие иглы.

Эту возможность представляет метод ускоренных испытаний на прочность по напряжениям изгиба, описанный ниже, и предложенная конструкция испытательного устройства [1].

Методика испытаний швейных игл и испытательное устройство могут найти применение на заводах-изготовителях швейных игл, а также на швейных предприятиях, использующих большое количество швейных игл.

Устройство для ускоренных испытаний швейных игл на износостойкость и на прочность по напряжениям изгиба. Устройство, моделирующее испытания на износ и изгиб, содержит основание, корпус, внутри которого размещен транспортер с бесконечной тканью, передвигающейся на роликах перпендикулярно иглам. На основании устройства закреплены кронштейны с нагрузителями и иглодержателями для швейных игл, выполненные с возможностью возвратно-поступательного движения; иглодержатель выполнен в виде кассеты, в которую вставляются иглы; он соединен винтом с сердечником электромагнита; величина амплитуды колебаний иглодержателя с иглами регулируется изменением длины винта, выполненного с левой и правой резьбой, при этом иглы прошивают ткань, которая медленно прокручивается при помощи роликового транспортера, получающего движение от электродвигателя и зубчатой передачи; зубчатая передача вмонтирована в стенке корпуса, на этой же стенке закреплен электродвигатель.

Устройство для ускоренных испытаний швейных игл (рис. 1) имеет два контура: один предназначен для испытаний швейных игл

на изгибную прочность (рис. 2), второй – для испытаний игл на износостойкость (рис. 3).

В зависимости от вида испытаний включается соответствующий контур. Применение данного устройства позволяет производить ускоренные испытания швейных игл по критериям износа и прочности, получить статистические данные для более точного определения ресурса и качества испытываемых игл.

Главной особенностью устройства является возможность проведения массовых испытаний швейных игл в совершенно одинаковых условиях. Это обеспечивается тем, что в иглодержателе 1 (рис. 3) вставляются 10 швейных игл 2. Иглодержатель 1 от винта 3, соединенного с помощью резьбы с сердечником электромагнита 4 (на рис. 3 не показано), получает возвратно-поступательное движение определенной амплитуды. При этом иглы прошивают ткань 5, которая медленно прокручивается при помощи роликового транспортера 6, получающего движение от электродвигателя 7 и зубчатой передачи (на рис. 3 не показана). Зубчатая передача вмонтирована в стенке 8 устройства, на этой же стенке закреплен электродвигатель 7.

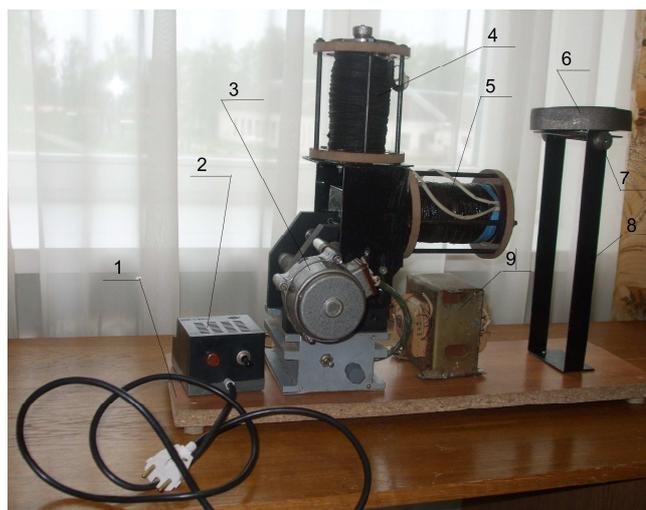


Рис. 1. Устройство для испытаний швейных игл на прочность по напряжениям изгиба

1 – основание, 2 – блок управления включением электромагнитных катушек, 3 – электродвигатель транспортера, 4 – электромагнитная катушка контура испытаний игл на износостойкость, 5 – электромагнитная катушка контура испытаний игл на изгиб, 6 – вентилятор,

Благодарная Ольга Владимировна, ассистент кафедры основы проектирования машин Белорусско-Российского университета. Беларусь, 212005, г. Могилев, пр. Мира 43.