

К определению силовых характеристик размыкающегося предохранителя с учетом схем конструирования

Н.А. Бородин^{1a}, А.В. Князев^{1b}, А.Ю. Мануковский^{1c}, В.В. Ткачев^{1d}, С.В. Малуков^{1e}, С.А. Чжан^{2f}

¹ Воронежский государственный лесотехнический университет им. Г.Ф. Морозова, ул. Тимирязева, 8, Воронеж, Россия

² Братский государственный университет, ул. Макаренко, 40, Братск, Россия

^a Borodinnikol2014@mail.ru, ^b mashina.76@mail.ru, ^c mayu1964@mail.ru, ^d tka4iov.v@yandex.ru,

^e malyukovsergey@yandex.ru, ^f schzan@rambler.ru

^a <https://orcid.org/0000-0003-3561-1111>, ^b <https://orcid.org/0000-0002-3305-7850>, ^c <https://orcid.org/0000-0003-4289-6581>,

^d <https://orcid.org/0009-0002-0945-6074>, ^e <https://orcid.org/0000-0003-2098-154X>, ^f <https://orcid.org/0000-0001-8163-0730>

Статья поступила 12.04.2024, принята 18.04.2024

В предлагаемой статье установлено много конструкций размыкающихся предохранительных муфт, которые имеют разные механизмы размыкания, автоматически разъединяющие рабочие элементы при срабатывании последних. Проанализированы 5 групп размыкающихся муфт, отличающихся между собой механизмом размыкания. Указано, что предохранители, относящиеся к группам 1, 2, 3, 4 имеют сложную конструкцию, подвержены частым поломкам при работе, и при их изготовлении возникают большие сложности, тогда как предохранители 5-й группы, имеющие шарики, которые движутся по наклонным выступам, лишены указанных недостатков. Отмечено, что новая размыкающаяся муфта с механизмом размыкания в своей конструкции может иметь два вида: а) с рабочими элементами, имеющими кулачковые шайбы; б) с рабочими элементами, имеющими фрикционные накладки. Необходимо сказать, что муфты первого вида более предпочтительны, так как кулачковые шайбы функционируют, одновременно выполняя две функции — работают в виде рабочих элементов и служат механизмом для размыкания, а также имеют значительно меньший диаметр, в отличие от муфт второго вида. В статье рассмотрены устройство, работа, а также достоинства предохранителя первого вида, связанные с тем, что муфта имеет высокую надежность в работе: после срабатывания, когда муфта буксует, динамические нагрузки не возникают и равны нулю, и передаваемый крутящий момент можно регулировать. Были получены силовые характеристики муфты, а также схемы сил, которые действуют на муфту, когда она в рабочем положении и после срабатывания. Выявлено, что разработанный предохранитель полностью снимает динамические нагрузки, рабочие элементы муфты практически не изнашиваются, а передаваемый крутящий момент, используя механизм регулирования, будет более точным. На основании вышеизложенного можно сделать вывод о том, что защита машин, оснащенных размыкающимся предохранителем, может быть повышена, если отношение среднего диаметра расположения кулачков к диаметру вала меньше или равно единице, и предложенную муфту можно будет применять на машинах в лесном хозяйстве.

Ключевые слова: лесохозяйственная машина; предохранительная муфта; предохранитель; динамические нагрузки; рабочие органы; рабочие элементы; механизм размыкания; силовые характеристики.

To determining the force characteristics of the breaking fuse with consideration of design diagrams

N.A. Borodin^{1a}, A.V. Knyazev^{1b}, A.Yu. Manukovsky^{1c}, V.V. Tkachev^{1d}, S.V. Malyukov^{1e}, S.A. Zhang^{2f}

¹ Voronezh State Forestry University named after G.F. Morozov; 8, Timiryazev St., Voronezh, Russia

² Bratsk State University; 40, Makarenko St., Bratsk, Russia

^a Borodinnikol2014@mail.ru, ^b mashina.76@mail.ru, ^c mayu1964@mail.ru, ^d tka4iov.v@yandex.ru,

^e malyukovsergey@yandex.ru, ^f schzan@rambler.ru

^a <https://orcid.org/0000-0003-3561-1111>, ^b <https://orcid.org/0000-0002-3305-7850>, ^c <https://orcid.org/0000-0003-4289-6581>,

^d <https://orcid.org/0009-0002-0945-6074>, ^e <https://orcid.org/0000-0003-2098-154X>, ^f <https://orcid.org/0000-0001-8163-0730>

Received 12.04.2024, accepted 18.04.2024

A number of designs of opening safety couplings are considered, which have different opening mechanisms that automatically disconnect the working elements when the latter are triggered. The article analyzes five groups of opening couplings that differ in the opening mechanism. It is indicated that fuses belonging to groups 1, 2, 3, 4 have a complex design and are prone to frequent breakdowns during operation and great difficulties arise during their manufacture, whereas fuses of group 5 having balls that move along inclined projections are devoid of the above. It is noted that the new opening coupling with the opening mechanism in its design can have two types: a) with working elements having cam washers; b) with working elements having friction pads. It must be said that the couplings of group a) are more preferable as cam washers work, simultaneously performing two functions, working in the form of working elements and serve as a mechanism for opening and have a much smaller diameter, unlike the couplings of group b). The article discusses the device, operation, as well as the advantage of the fuse of group a) due to the fact that the clutch has high reliability in operation, after operation, when the clutch slips, dynamic loads do not occur and are zero and the transmitted torque can be adjusted.

The power characteristics of the clutch are obtained, as well as the diagrams of forces that act on the clutch when it is in working position and after actuation. It is revealed that the developed fuse completely removes dynamic loads, the working elements of the coupling practically do not wear out, and the transmitted torque, using the control mechanism, will be more accurate. Based on the above, it can be concluded that the protection of machines protected from overloads by an opening fuse can be increased if the ratio of the average diameter of the cam arrangement to the shaft diameter is less or it is equal to one, and the proposed coupling can be used on machines in forestry.

Keywords: forestry machine; safety clutch; fuse; dynamic loads; working parts; working elements; release mechanism; power characteristics.

Введение. Машины для лесохозяйственных работ эксплуатируются в довольно сложных условиях. Их срок службы составляет всего 2–4 года при плановом сроке 8 лет [15; 16]. В основном эти машины работают на не раскорчеванных вырубках, изреженных лесонасаждениями, в массивах в виде заболоченных территорий, на горячих склонах, гористых поверхностях, песчаных массивах и мн. др. На всех этих территориях встречается значительное количество порубочных остатков, остатков лесопиления, различного вида пней, порослей древесины, спутанных корневых систем от разных деревьев и кустарников, также могут встречаться камни, породы и валуны. Все это при встрече с рабочими органами машины приводит к их поломке. Большое количество, примерно около 90 %, поломок происходит по причине встреч машины с корневой системой деревьев и пнями. Габариты машин, которые применяются в лесном хозяйстве, в значительной мере влияют на число их столкновений с препятствиями. Количество пней, которые можно встретить на площади 1 га, составляет от 500 до 1.5 тыс., но, несмотря на это, больше поломок вызывает встреча с корневой системой деревьев. Тупые рабочие органы и недоработанная технология также могут приводить к перегрузке и, как следствие, поломке машины. Запуск или торможение могут вызвать воздействие инерционных масс, вызванное плохой смазкой трущихся поверхностей и заеданиями. Погода также может оказывать влияние на перегрузки.

Защита лесозащитных машин от перегрузок производится как по силе, так и по крутящему моменту.

По силе защищаются от перегрузок машины с пассивными рабочими органами — рыхлители, бороны, дисковые и лемешные плуги, культиваторы и др. В них для защиты применяют пружинные амортизаторы, которые могут работать как вертикально, так и горизонтально, предохранительные устройства, которые в своей конструкции имеют как шарниры, рычаги, так и пневматические, гидравлические устройства и их модификации [17; 18].

По крутящему моменту предохранителями в виде муфт предельных моментов защищены лесные машины, у которых имеются активные рабочие органы. К ним относятся выкопачные машины, фрезы, фрезерные машины, культиваторы, террасоры, лесопосадочные машины, полосопрокладыватели, канавокопатели и мн. др. [17; 18].

Данные виды защит от перегрузки, применяемые в лесных машинах с активными рабочими органами (защита по крутящему моменту), и защита от перегрузок по силе, используемая в машинах с пассивными органами, в значительной мере отличаются друг от друга и рассмотрены в работах [17; 18].

Предохранительные устройства, применяемые в лесохозяйственных машинах и защищающие их при возникновении перегрузок по крутящему моменту, можно разделить на несколько групп [19; 20]:

а) предохранители, в которых за счет срезания шпонок и различных видов штифтов прекращается поступление потока энергии;

б) предохранители, которые в своей конструкции имеют фрикционные накладки и способны поглощать энергию или преобразовывать ее в другой вид;

в) предохранительные муфты кулачкового типа, а также муфты шариковые и роликовые, у которых после срабатывания происходит пробуксовка, способны возвращать энергию к объекту защиты;

г) такие муфты, как гидроклапаны, золотники напорные, способны отводить энергию полностью или частично.

Для защиты рабочих органов и в целом привода машины от возможных перегрузок, происходящих по крутящему моменту, в большей мере применяются кулачковые и фрикционные предохранительные устройства, т. е. устройства, которые относятся к группам б и в.

Так как точность срабатывания у предохранительных муфт группы а в разы меньше представленных выше групп, они, соответственно, используются реже.

Предохранители могут устанавливаться как в начале, середине, так и в конце кинематической цепи привода или прямо в рабочем органе машины. Предпочтение отдается установке предохранителя в конце кинематической цепи привода, так как, если предохранитель устанавливается в другом месте, он расположен значительно дальше от места возникновения перегрузки (перегрузка всегда происходит на рабочем органе). Из-за того, что момент перегрузки удален от места, где произошла перегрузка, он может быть значительно меньше, так как трение становится меньше, и звенья привода могут быть сильнее деформированы [19]. Отсюда, детали привода могут сломаться, а предохранитель может не сработать. Но предохранитель не всегда удастся установить в конце кинематической цепи из-за конструктивных особенностей машины.

В литературе представлено много разных конструкций предохранителей, которые имеют то или другое устройство размыкания [1–9 и др.].

У предохранителей, где рабочими элементами могут быть кулачки, фрикционные диски или шарики при срабатывании могут автоматически разъединять эти элементы.

Предохранительные муфты предельного момента различаются механизмом размыкания, делятся на 5 групп и зависят от их устройства:

1) Имеют не самотормозящую резьбовую гайку в ведущей полумуфте;

- 2) Муфта, которая размыкается при помощи гидродинамического размыкателя;
- 3) Предохранитель, имеющий центробежные грузы;
- 4) Муфта с кольцевыми, спиралевидными пазами;
- 5) Предохранители с обычными шариками, расположенными в наклонных пазах.

К недостаткам предохранителей, относящихся к группам 1, 2, 3, 4, можно отнести то, что они имеют сложную конструкцию, подвержены частым поломкам при работе, и при их изготовлении возникают большие сложности.

Материалы и методы. Детали, из которых состоят данные предохранители, испытывают нагрузки, которые возникают от действия пружины сжатия после того, как предохранитель срабатывает. Кроме того, для таких муфт отсутствуют расчеты. Имеющие шарики предохранители 5-й группы, у которых они движутся по наклонным выступам, лишены этих недостатков. К этой группе относятся муфты [5; 8], которые несложны в конструктивном изготовлении. За основу разработанной муфты была взята муфта [5]. К ее недостаткам надо отнести то, что для регулировки на передаваемый крутящий момент надо увеличивать или уменьшать набор шайб, для чего полностью разбирается весь предохранитель, и при этом практически невозможно достичь высокой точности регулирования.

Новая разработанная размыкающаяся муфта с механизмом размыкания по своей конструкции может иметь два вида: а) с рабочими элементами, имеющими кулачковые шайбы [10]; б) с рабочими элементами, имеющими фрикционные накладки.

Муфты группы а более предпочтительны, так как кулачковые шайбы, действуя одновременно, выполняют две функции — работают в виде рабочих элементов и служат механизмом для размыкания, а также имеют незначительный диаметр, что отличает эти муфты от муфт группы б.

На рис. 1 представлена размыкающаяся предохранительная муфта с механизмом размыкания, вариант а. Данная муфта состоит вала 1, на котором расположена на шлицах или шпонке 6 ведущая 2 полумуфта и установлена также на валу 1 на шлицах или шпонке 6 ведомая 3 полумуфта. Данные полумуфты с торцовых сторон имеют кулачки 4 и 5. В ступице 7 устанавливается механизм для размыкания предохранителя, он имеет выступ 8 в виде конуса с внутренней стороны.

Данный механизм имеет взаимодействующую нажимную шайбу 10 конической формы, пружину, пазы, выполненные с наклоном радиальной формы 11, в которых расположены шарики (тела качения) 12, которые придавливают гайку 13.

Передаваемый крутящий момент в данной конструкции муфты может быть отрегулирован на заданную величину с помощью узла регулирования. Он состоит из расположенной в пазу 17, который прорезан на валу 1, гайки 16, которая накручивается на болт 15, размещенный в отверстии 14 вала 1. Торец гайки упирается в торец пружины 9.

Работает муфта следующим образом.

Перед тем как приступить к началу работы машины регулируется крутящий момент на предохранителе, который необходим для ее работы и передачи к рабо-

чим органам, это выполняется при вращении болта 15. В этом случае гайка 16, которая имеет фигурную форму, движется по пазу 17 и увеличивает или уменьшает усилие пружины 9, передавая его шайбе 10.

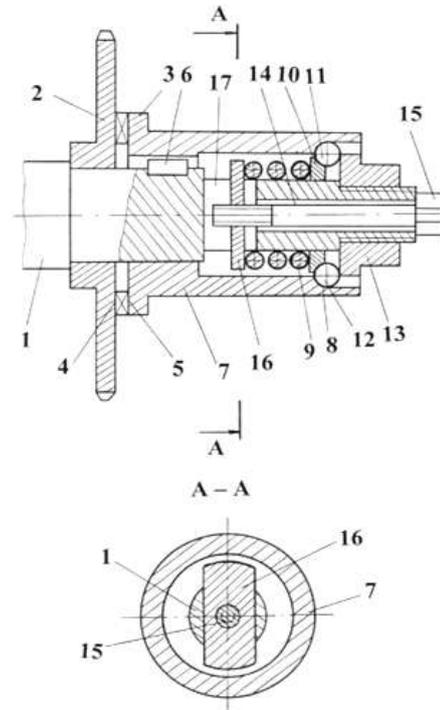


Рис. 1. Размыкающаяся предохранительная муфта

Далее через кулачковые шайбы на торцах ведущей 2 и ведомой полумуфт 3 крутящий момент передается на вал 1 через шпонку 6. При остановке вала 1, когда происходит перегрузка, происходит и остановка полумуфты 3. Полумуфта 2, вращаясь, передает усилие через кулачки 4 на кулачки 5, при этом полумуфта 3, начиная двигаться в осевом направлении, воздействуя своим выступом 8 на шарики 12, а они давят на шайбу 10, которая, контактируя с пружиной 9, сжимает ее, и шарики переходят в ступицу 7.

Рассматриваемый предохранитель выключается, тем самым поверхность кулачков не изнашивается, и динамические нагрузки, которые возникают вследствие удара друг о друга кулачков, будут равны нулю. Чтобы муфта заработала, нужно воздействовать рукой на ведомую полумуфту 3.

В механизме размыкания, который имеется в новом предохранителе, для того, чтобы передать крутящий момент T к валу машины от ведущей полумуфты, задействованы только шпонка или шлицы, расположенные на этом валу.

Когда машина не подвергается перегрузкам и работает в штатном режиме, общая сила F_n , которая возникает на кулачках, преобразуется в осевую силу F_a , и окружное усилие F_t , усилие пружины $F_{пр}$ уравнивают эти силы (рис. 2) [10]. Усилие окружное F_t можно определить по формуле:

$$F_t = \frac{2T}{D_c}, \quad (1)$$

где D_c — расположение кулачков по среднему диаметру.

Силу осевую F_a можно найти по зависимости, учитывая угол трения φ :

$$F_a = F_t \operatorname{tg}(\alpha - \varphi) = \frac{2T}{D_c} \operatorname{tg}(\alpha - \varphi), \quad (2)$$

где α является углом наклона кулачков.

Силу трения, возникающую в шпонке или шлицах $F_{ш}$, выражаем в виде:

$$F_{ш} = F_t f_m. \quad (3)$$

Она противоположна усилию F_a , где f_m — это коэффициент трения в шлицевом или шпоночном соединении, а F_t , что является окружным усилием на шлицах или шпонке, можно определить как:

$$F_t = \frac{2T}{d}, \quad (4)$$

где d — это диаметр вала для расположения шлицев или шпонки. Учитывая (4) $F_{ш}$, запишем в виде:

$$F_{ш} = \frac{2T}{d} f_m. \quad (5)$$

Тела вращения, применяемые в механизме размыкания, уравниваются силой пружины $F_{пр}$, которая стремится переместить ведомую полумуфту на валу, когда муфта работает без перегрузок, и кулачки полумуфт не пробуксовывают. На нажимной гайке также возникает усилие [11], так как на полумуфте и конической шайбе есть выступы, и реакции будут проходить не только этих мест с телами вращения, но и с нажимной гайкой. Усилие гайки будет равно:

$$F_r = 2F_{пр}. \quad (6)$$

На конической шайбе и полумуфте, как сказано выше, углы наклона пазов равны, а, следовательно, вертикальные реакции на них будут выглядеть:

$$F_b = F_{пр} \operatorname{tg}(\beta - \rho), \quad (7)$$

где β — это угол наклона выступа конической шайбы и полумуфты; ρ — угол трения.

Если в механизме размыкания при его производстве возникают неточности изготовления, то, кроме рассмотренных сил, может возникнуть сила сопротивления движения конической шайбы по пазу F_k .

Уравнение равновесия, когда силы проектируются на горизонтальную ось (рис. 2, а), будет иметь вид:

$$F_a - F_{пр} - 2F_{пр} + F_{пр} + F_{пр} - F_{ш} + F_k = 0. \quad (8)$$

Из него найдем $F_{пр}$:

$$F_{пр} = F_a - F_{ш} + F_k. \quad (9)$$

Подставив (2) и (5) в (9), получим:

$$F_{пр} = \frac{2T}{D_c} \operatorname{tg}(\alpha - \varphi) - \frac{2T}{d} f_m + F_k, \quad (10)$$

$$\text{или} \quad F_{пр} = \frac{2T}{D_c} \left[\operatorname{tg}(\alpha - \varphi) - \frac{D_c}{d} f_m \right] + F_k. \quad (11)$$

Силы на вертикальную ось (если от $2F_{пр}$, нагрузка будет $2F_{пр} f$, где f — коэффициент трения между шариками и нажимной гайкой), то получим:

$$F_b - F_r - 2F_{пр} f = 0. \quad (12)$$

Подставив F_b :

$$\operatorname{tg}(\beta - \rho) + F_{пр} \operatorname{tg}(\beta - \rho) = 2F_{пр} f$$

$$\operatorname{tg}(\beta - \rho) = f \quad (13)$$

Муфта срабатывает при условии, если:

$$F_a > F_{пр} + F_{ш} - F_k,$$

$$\text{когда} \quad \operatorname{tg}(\alpha - \varphi) > F_{пр} + \frac{2T}{d} f_m + F_k, \quad (14)$$

и, выполнив преобразования, получим:

$$\operatorname{tg}(\alpha - \varphi) > D_c \left[\frac{1}{T} (F_{пр} - F_k) \right] + \frac{f_m}{\alpha}. \quad (15)$$

Из уравнения (12) следует, что надо выполнить условие, чтобы тела вращения перемещались в механизме размыкания, когда муфта начинает работать:

$$\operatorname{tg}(\beta - \rho) > f. \quad (16)$$

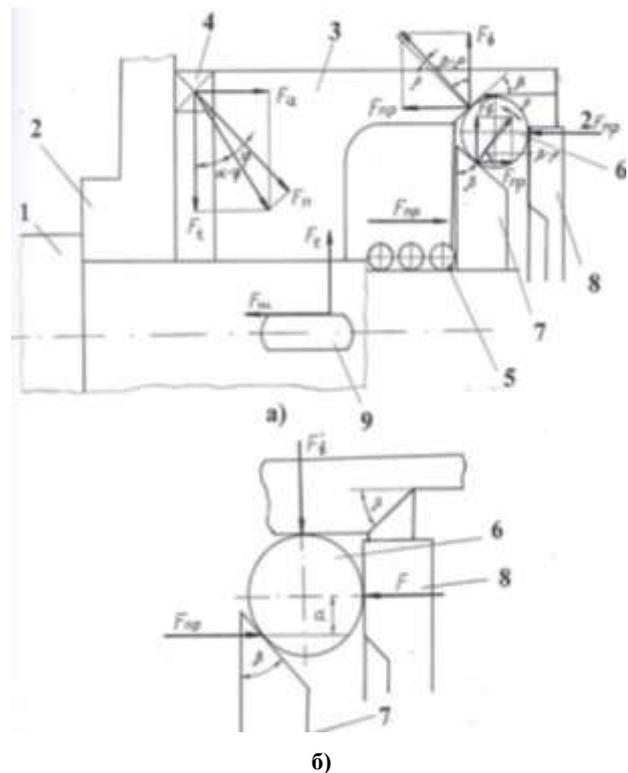


Рис. 2. Схема действующих сил: а — до перегрузок; б — после перегрузок; 1 — вал; 2 — ведущая полумуфта; 3 — ведомая полумуфта; 4 — кулачки; 5 — нажимная пружина; 6 — шарик; 7 — коническая шайба; 8 — нажимная гайка; 9 — шпонка.

Результаты. При перегрузке машины предохранитель срабатывает, если условия (15), будут выполняться, а, следовательно, шарик, установленные в механизме размыкания разработанной муфты, переместятся, если будет выполнено условие (16). При этом тела вращения перейдут на гладкую поверхность полумуфты, а пружина, теряя свое усилие, перестанет действовать на элементы, из которых выполнен механизм размыкания. На нажимной гайке и ведомой полумуфте усилие будет равное, это зависит от того, под каким углом выполнен наклон на шайбе, а также от значения «а» (рис. 2, б). Чем больше выполненный угол наклона шайбы, тем больше, соответственно, расстояние «а», следовательно, чем больше усилие на ведомой полумуфте, тем меньше на нажимной гайке и наоборот.

Усилие, которое надо применить, чтобы вернуть муфту в рабочее положение, можно найти:

$$F_{\text{вк}} = F^{1/b} f, \quad (17)$$

где $F^{1/b}$ — нагрузка на ведомую муфту; f — коэффициент трения, который возникает между шариками и гладкой поверхностью полумуфты.

При перемещении полумуфты в осевом направлении кулачки мгновенно замкнутся, как только тела вращения начнут контактировать с выступами на шайбе и полумуфте из-за действия пружины.

Расчетный крутящий момент также относится к основным характеристикам предохранителя. Данный момент будет иметь вид, если принять его как K коэффициент запаса, который принимается не ниже 1,25:

$$T_{\text{рас}} = TK. \quad (18)$$

После решения (10), учитывая крутящий момент, получим:

$$T_{\text{рас}} = \frac{(F_{\text{нр}} - F_{\text{к}}) D c K}{2 [t g (\alpha - \varphi) - \frac{D c}{d} f_{\text{м}}]}. \quad (19)$$

Обсуждение и заключение. Анализируя полученное уравнение, можно сказать, что защита машин как простыми, так и размыкающимися предохранителями может быть повышена, если отношение среднего диаметра расположения кулачков к диаметру вала $\frac{Dc}{d}$ меньше или равно единице. Прочность кулачковых шайб или кулачков в предохранителе можно оценить, используя [13; 14].

Величина динамических нагрузок, которые возникают в процессе срабатывания, а в дальнейшем и пробуксовке предохранителя, а также моментов срабатывания, которые необходимы, когда оценивается точность ограничения нагрузки, определяется по величине наибольших ординат (A и A_1), которые были определены в процессе записи осциллограмм, представленных на рис. 3, а, б.

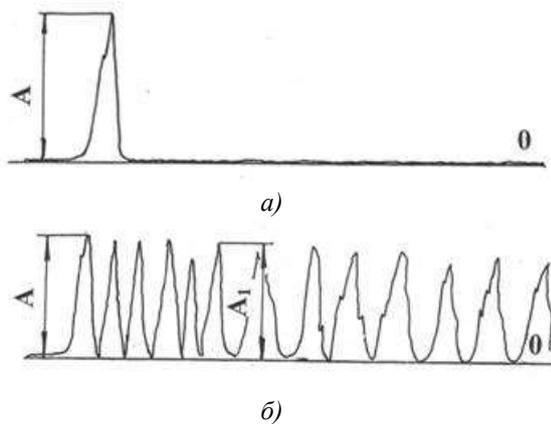


Рис. 3. Процесс срабатывания и пробуксовки: а — размыкающейся предохранительной муфты; б — обычной кулачковой предохранительной муфты

Выключающая способность муфт оценивается по ординатам (B и B_1), когда начинается выключение и в момент его окончания. Данные представлены на рис. 4, а, б.

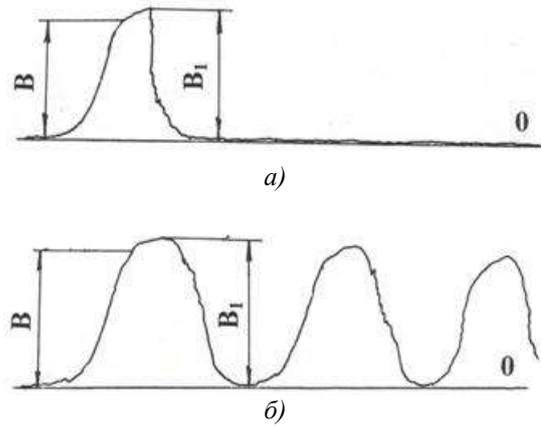


Рис. 4. Процесс выключения: а — размыкающейся предохранительной муфты; б — обычной кулачковой предохранительной муфты

Замер ординат (A и A_1), а также (B и B_1) должен выполняться с трехкратным повторением, с последующим вычислением их среднеарифметического значения. Чтобы определить действительные значения рассматриваемых величин, надо ординаты умножить на масштаб, они определяются при выполнении тарировки как раз с целью определения масштаба, с которым выполняется запись осциллограмм для крутящих моментов валов. Действительные значения величин, которые мы измеряем, получаются по результатам [12] и подвергаются математической обработке.

Для того, чтобы определить среднеквадратическую из ошибок, необходимо найти точность одного измерения по формуле:

$$\sigma_x = \sqrt{\frac{\sum (X - \bar{X})^2}{n-1}}, \quad (20)$$

где n — нагрузка, число испытаний; X — численные значения отдельных испытаний; \bar{X} — среднее арифметическое из результатов измерений.

Используя полученный набор измеренных величин X_1, \dots, X_n , можно определить среднее арифметическое значение результатов измерения:

$$\bar{X} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n X. \quad (21)$$

Среднеквадратическую ошибку можно определить по формуле:

$$S = \sqrt{\frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n (X_i - \bar{X})^2}. \quad (22)$$

Ширину интервала находим как:

$$\Delta X = \frac{St}{\sqrt{n}}, \quad (23)$$

где t — коэффициент Стьюдента.

Коэффициент вариации вычисляется:

$$V = \frac{S}{\bar{X}} \cdot 100\%. \quad (24)$$

В целом точность оценивается как:

$$\rho = \frac{V}{\sqrt{n}}, \%. \quad (25)$$

Полученные значения показывают, что ошибка вычислений при срабатывании и пробуксовке разных предохранителей составляет 3,7–4,2 %.

Разработанный предохранитель полностью снимает динамические нагрузки, рабочие элементы муфты практически не изнашиваются, а передаваемый крутящий момент, используя механизм регулирования, будет более точным. Из осциллограмм процесса срабатывания и пробуксовки видно, что динамические нагрузки, которые возникают при срабатывании обеих муфт, практически одинаковы.

При возникновении пробуксовки размыкающейся предохранительной муфты динамические нагрузки равны

нулю, так как зубчатые полумуфты разомкнулись, и соударения зубьев не возникает, а значения нагрузок при пробуксовке обычного кулачкового предохранителя очень велики и практически равны значениям, которые возникают при его срабатывании. Это происходит за счет того, что зубья колец полумуфт сильно соударяются.

Выключающая способность данной муфты также выше из-за того, что у нее выше коэффициент чувствительности.

Долговечность деталей, из которых выполнена муфта, имеет большой коэффициент стабильности, он практически равен 100 %, тогда как для обычной муфты — в 3 раза меньше.

Литература

1. Лапакский Г.Г., Щербанов Е.П., Савченко А.П. Муфта предельного момента: авт. свид. 339698; опублик. 24.05.1972, Бюл. № 17.
2. Каликин В.В. Фрикционная муфта: авт. свид. 254969; опублик. 17.10.1969, Бюл. № 32.
3. Карамышев В.Р., Попов Е.М. Муфта предельного момента: авт. свид. 672398; опублик. 07.05.1979, Бюл. № 25.
4. Карамышев В.Р., Потапова В.В. Предохранительная муфта: авт. свид. 1218193; опублик. 15.03.1986, Бюл. № 14.
5. Карамышев В.Р. Предохранительная шариковая муфта: авт. свид. 591638; опублик. 02.05.1978, Бюл. № 5.
6. Дьяченко С.К., Киркач И.Ф. Предохранительные муфты. К.: Техиздат УССР, 1962. 122 с.
7. Automatic release clutch «Design and Components in Engineering», 1964. June.
8. Application 4134919 FRG, MKI, F16, D7/08, G 05G 5/00/ Rastanordnung fur den Schalfbolzen eines Uberlastelementes, insbesondere an einer Uberlastkupplung / Mauer Ruprecht, Appl. 23.10.91; Publ. 08.04.93.
9. Town H.C. Overload release conplings «Machine Design and control». 1969, May. P. 7.
10. Hallman R.G., Lott J. Nuzsery eguipment survey zeport // Proceedings of Western Forest Nursezy Council Meeting: August 5-7- Poztland, Oregon, 1974. P. 125-134.
11. Карамышев В.Р., Бородин Н.А. Предохранительная муфта: пат. РФ № 2160397, С 2 F 16 D 7/02, 43/20; заявл. 08.09.1998; опублик. 10.12.2000, Бюл. № 34.
12. Руминский Л.З. Математическая обработка результатов эксперимента. М.: Наука, 1971. 192 с.
13. Кожевников С.В., Барабан Н.П. Динамические нагрузки в упругих связях при срабатывании предохранительных пружинно-зубчатых муфт // Машиноведение. 1973. № 2. С. 26-32.
14. Писаренко Г.С., Яковлев А.П., Матвеев В.В. Справочник по сопротивлению материалов. К.: Наукова думка, 1975. 704 с.
15. Белокуров В.П. Методы расчета и повышения долговечности тормозных узлов и опор скольжения из модифицированной древесины в лесных машинах: дис. ... д-ра техн. наук: 05.21.01. Воронеж, 1998. 432 с.
16. Посметьев В.И. Методические повышения эффективности почвообрабатывающих орудий с помощью предохранителей. Воронеж: ВГЛТА, 1999. 196 с.
17. Зима И.М., Малоугин Т.Т. Механизация лесохозяйственных работ. М.: Лесная пром-сть, 1976. 416 с.
18. Нартов П.С. Проектирование и расчет лесохозяйственных машин. Воронеж: ВГУ, 1980. 192 с.
19. Текенкичев В.К. Предохранительные устройства от перегрузок станков. М.: Машиностроение, 1968. 112 с.
20. Флик Э.П. Механические приводы сельскохозяйственных машин. М.: Машиностроение, 1984. 272 с.

References

1. Lapackij G.G., Shcherbanov E.P., Savchenko A.P. The slipping clutch: avt. svid. 339698; publ. 24.05.1972, Byul. № 17.
2. Kalikin V.V. The clutch: avt. svid. 254969; publ. 17.10.1969, Byul. № 32.
3. Karamyshev V.R., Popov E.M. The slipping clutch: avt. svid. 672398; publ. 07.05.1979, Byul. № 25.
4. Karamyshev V.R., Potapova V.V. Safety coupling: avt. svid. 1218193; publ. 15.03.1986, Byul. № 14.
5. Karamyshev V.R. Safety ball coupling: avt. svid. 591638; publ. 02.05.1978, Byul. № 5.
6. D'yachenko S.K., Kirkach I.F. Safety clutch. K.: Tekhizdat USSR, 1962. 122 p.
7. Automatic release clutch «Design and Components in Engineering», 1964. June.
8. Application 4134919 FRG, MKI, F16, D7/08, G 05G 5/00/ Rastanordnung fur den Schalfbolzen eines Uberlastelementes, insbesondere an einer Uberlastkupplung / Mauer Ruprecht, Appl. 23.10.91; Publ. 08.04.93.
9. Town H.C. Overload release conplings «Machine Design and control». 1969, May. P. 7.
10. Hallman R.G., Lott J. Nuzsery eguipment survey zeport // Proceedings of Western Forest Nursezy Council Meeting: August 5-7- Poztland, Oregon, 1974. P. 125-134.
11. Karamyshev V.R., Borodin N.A. Safety clutch: pat. RF № 2160397, S 2 F 16 D 7/02, 43/20; zavavl. 08.09.1998; publ. 10.12.2000, Byul. № 34.
12. Ruminskij L.Z. Mathematical processing of experimental results. M.: Nauka, 1971. 192 p.
13. Kozhevnikov S.V., Baraban N.P. Dynamic loads in elastic bonds when safety spring-gear couplings are triggered // Mashinovedenie. 1973. № 2. P. 26-32.
14. Pisarenko G.S., Yakovlev A.P., Matveev V.V. Handbook on strength of materials. K.: Naukova dumka, 1975. 704 p.
15. Belokurov V.P. Methods of calculating and increasing the durability of brake assemblies and sliding supports made of modified wood in forest machines: dis. ... d-ra tekhn. nauk: 05.21.01. Voronezh, 1998. 432 p.
16. Posmet'ev V.I. Methodological improvements in the effectiveness of p/o guns with the help of guards. Voronezh: VGLTA, 1999. 196 p.
17. Zima I.M., Malyugin T.T. Mechanization of agricultural works. M.: Lesnaya prom-st', 1976. 416 p.
18. Nartov P.S. Design and calculation of l/x tires. Voronezh: VGU, 1980. 192 p.
19. Tekenkichiev V.K. Safety devices against overloads of machine tools. M.: Mashinostroenie, 1968. 112 p.
20. Flik E.P. Mechanical drives of agricultural machines. M.: Mashinostroenie, 1984. 272 p.