

Ультразвуковая релаксация остаточных напряжений обеспечивает высокий экономический эффект в сфере производства. Так, в настоящее время для релаксации напряжений к деталям типа колец подшипников применяется низкотемпературный отпуск в электропечах. Но при этом затрачивается большое количество электроэнергии. Ультразвуковая релаксация остаточных напряжений отличается высоким энергосбережением. В качестве примера в таблице 2 приведено сравнение различного вида затрат на релаксацию остаточных напряжений по традиционной и по предлагаемой ультразвуковой технологиям.

Как видно из таблицы, по всем показателям ультразвуковое оборудование превосходит существующее. Резко снижаются капитальные затраты, повышается производительность обработки, снижаются потребные производственные мощности, резко, в несколько десятков раз, снижаются затраты электроэнергии. В результате этого не только для вновь создаваемых предприятий, но и для действующих предприятий экономически выгодно приобрести ультразвуковое оборудование и за счет экономии только одной электроэнергии менее, чем за один год, окупить затраты на его приобретение.

Таким образом, ультразвуковая релаксация остаточных напряжений позволяет эффективно заменить традиционный способ релаксации в печах и обеспечивает существенное снижение трудоемкости изготовления деталей, энергозатрат и повышение качества обработки.

#### Список литературы

1. Патент РФ № 2140842. Бюл. №8 20.03.99 Способ вибростарения деталей. / Королев А.В., Чистяков А.М., Кривега В.А., Моисеев Г.Н.
2. Патент RU № 2478031 Бюл. №2 27.05.2011. Способ релаксации остаточных напряжений. /Королев А.В., Королев А.А.
3. Патент RU № 2447110 Бюл. №2 10.05.2011. Способ релаксации остаточных напряжений. /Королев А.В., Королев А.А.
4. Королев А.В., Чистяков А.М., Кривега В.А., Моисеев В.Г. Технология виброобработки деталей подшипников // Прогрессивные направления развития технологии машиностроения: Межвуз. науч. сбор. - Саратов, СГТУ, 1997.-с.4-11.

## О БУКСОВАНИИ ФРИКЦИОННЫХ СЦЕПЛЕНИЙ В КОРОБКАХ ПЕРЕДАЧ АВТОМОБИЛЕЙ И ТРАКТОРОВ

**Шаринов Валерий Мирхитович,**  
доктор технических наук, профессор;

**Дмитриев Михаил Игоревич,**  
кандидат технических наук, Московский государственный машиностроительный университет (МАМИ)

В настоящее время при разработке коробок передач (КП) автомобилей и тракторов, где переключение передач осуществляется без разрыва потока мощности от двигателя с помощью фрикционных сцеплений (ФС) с гидродожатием большое внимание уделяется управлению давлением в бустерах ФС и процессу переключения в целом. Это связано с тем, что от качества процесса переключения во многом зависит долговечность узлов и агрегатов, участвующих в переключении передач.

В некоторых работах при математическом моделировании процесса переключения выдвигаются предположения о том, что при переключении передач могут буксовать ФС  $\Phi_K$  включаемой и  $\Phi_{K-1}$  выключаемой передачи [2-5]. При этом во всех этих работах отсутствует экспериментальное подтверждение этого допущения. Хотя теоретически, с точки зрения самой возможности реализации одновременного буксования двух ФС, это вполне возможно, однако к реальному процессу переключения передач в КП такие представления не имеют отношения и являются ошибочными.

Чтобы обосновать это рассмотрим процесс переключения передач без разрыва потока мощности на примере элементарного узла КП с двумя параллельными валами (рис. 1) [7, 8].

Примем, что в начальный момент времени ( $t = 0$ ) ФС  $\Phi_{K-1}$  замкнуто и поток мощности от двигателя передается только через передачу  $K-1$  (рис. 1,а). Процесс переключения начинается включением ФС  $\Phi_K$  в то время, когда ФС  $\Phi_{K-1}$  еще остается замкнуто и продолжает передавать крутящий момент. Физически процесс включения

ФС под собой предполагает подачу давления в бустер ФС, постепенное сжатие пакета дисков, и как следствие его буксование. В результате, включаемое ФС  $\Phi_K$ , буксуя, начинает передавать мощность в направлении от ведущего вала 1 к ведомому валу 2. Однако, величины момента  $M_T$  трения ФС  $\Phi_K$  в начале переключения еще недостаточно для преодоления момента  $M_C$  сопротивления движению автомобиля или тракторного агрегата, приведенного к ведомым дискам включаемого ФС. Здесь  $M_C = M_C^* / u_K$ .

Поэтому для обеспечения безразрывности процесса переключения передачи в КП ФС  $\Phi_{K-1}$  должно продолжать передавать определенный крутящий момент  $M_{T-1}$ , величина которого при прочих равных условиях зависит от величины момента  $M_T$  трения включаемого ФС  $\Phi_K$  на передаче  $K$ .

Экспериментальными исследованиями [2, 6] установлено, что угловая скорость вала двигателя  $\omega_d$  в процессе переключения передач в КП автомобилей и тракторов при перекрытии передач с помощью двух ФС изменяется незначительно. Поэтому если пренебречь изменением угловой скорости  $\omega_d$  двигателя в период одновременной работы двух ФС, то уравнение моментов будет определяться выражением (см. рис. 1,б):

$$M_{T-1} u_{K-1} + M_T u_K = M_C^*, \quad (1)$$

где  $M_c^*$  – момент сопротивления движению автомобиля или тракторного агрегата, приведенный к валу 2 КП.

Из уравнения (1) видно, что на первом этапе переключения передач крутящий момент  $M_d$  двигателя передается валу 2 через два ФС одновременно, двумя параллельными потоками. При этом каждая из передач трансформирует подводимую к ней часть момента  $M_d$  двигателя в соответствии со своим передаточным числом.

Следовательно, пренебрегая потерями в зацеплении зубчатых колес, силовое передаточное число  $\hat{u}$  рассматриваемого узла КП на первом этапе переключения изменяется в интервале между величинами кинематических передаточных чисел  $u_{K-1}$  и  $u_K$  соответственно  $K-1$  и  $K$  передачи, т.е.

$$u_K \leq \hat{u} \leq u_{K-1}.$$

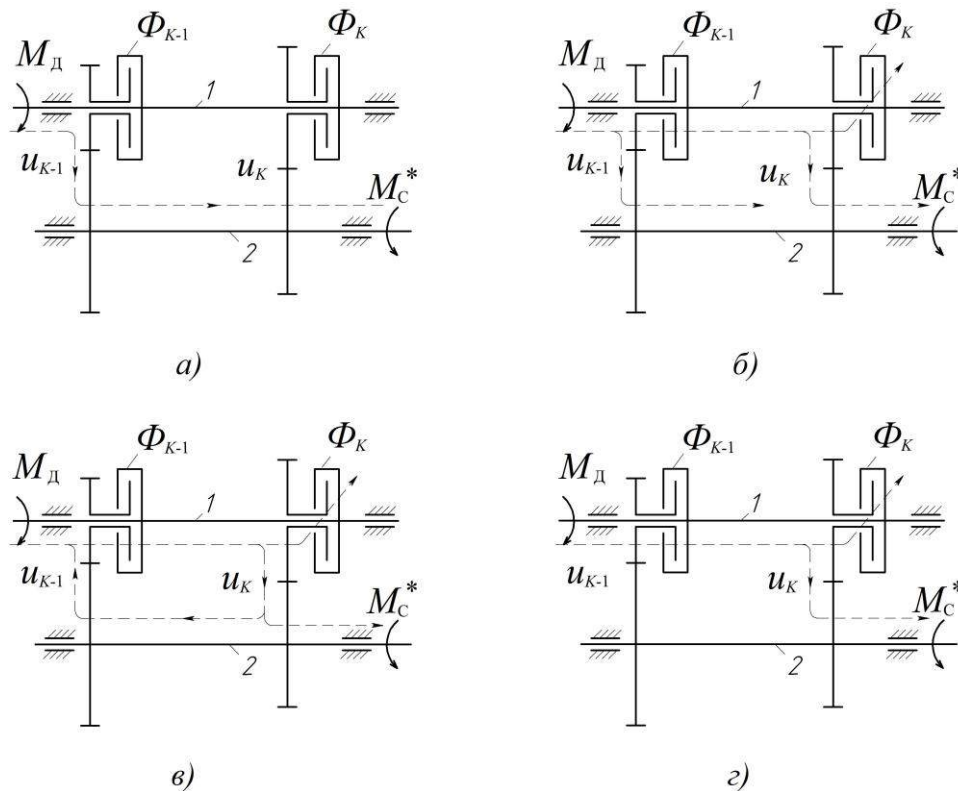


Рис. 1. Потоки мощности в КП:

а – при включенной  $K-1$  передаче; б – при оптимальном перекрытии передач; в – при избыточном перекрытии передач; г – при разгоне автомобиля или тракторного агрегата на  $K$  передаче после завершения процесса перекрытия передач

Таким образом, моменты  $M_{T-1}$  и  $M_T$ , передаваемые валу 1 со стороны ФС, являются в отношении вала 1 тормозными, что свидетельствует о передаче мощности от вала 1 к валу 2 двумя параллельными потоками через передачи  $K-1$  и  $K$  (рис. 1,б).

Очевидно, что по мере увеличения давления в бустере ФС  $\Phi_K$  соответствующий ему момент  $M_T$  также увеличивается. Другими словами поток мощности, передаваемый через передачу  $K$ , возрастает, а через передачу  $K-1$  уменьшается.

Когда момент трения  $M_T$  на включаемом ФС  $\Phi_K$  достигнет значения, достаточного для преодоления момента  $M_c$  сопротивления движению автомобиля или тракторного агрегата, приведенного к ведомым дискам включаемого ФС  $\Phi_K$ , то ФС  $\Phi_{K-1}$  может быть полно-

стью выключено и разрыва потока мощности не произойдет. Таким образом, процесс безразрывного переключения передач в КП может быть закончен, когда поток мощности через передачу  $K-1$  обращается в ноль.

Следовательно для обеспечения безразрывного переключения передач в КП и дальнейшего разгона автомобиля или тракторного агрегата на включаемом ФС  $\Phi_K$

необходимо своевременно выключить ФС  $\Phi_{K-1}$ , но не раньше, чем момент трения на ФС  $\Phi_K$  станет равным в

процессе буксования моменту  $M_c$  сопротивления движению автомобиля или тракторного агрегата, приведенного к ведомым дискам включаемого ФС  $\Phi_K$ . Иначе говоря, если ФС  $\Phi_{K-1}$  выключиться, когда  $M_T < M_c$ , то произойдет разрыв потока мощности в КП.

Для своевременного выключения ФС  $\Phi_{K-1}$  необходимо установить такое значение давления в ее бустере, чтобы обеспечивалась минимальная временная задержка

размыкания дисков ФС  $\Phi_{K-1}$  при подаче команды на переключение передачи. Однако при этом должно обеспечиваться достаточное усилие сжатия пакета дисков ФС  $\Phi_{K-1}$ , необходимое для преодоления момента  $M_C$  сопротивления движения автомобиля или тракторного агрегата, приведенного к валу включаемого ФС  $\Phi_K$ , чтобы не произошло преждевременного отключения передачи и, как следствие, разрыва потока мощности. Для этого необходимо учитывать обстоятельства, приведенные ниже.

До тех пор, пока ФС  $\Phi_{K-1}$  замкнуто и вплоть до начала срыва дисков, его момент трения определяется величиной статического коэффициента трения (коэффициента трения покоя)  $f_0$  в контакте неподвижных дисков.

Момент трения дисков буксующего ФС  $\Phi_K$  трения будет определяться динамическим коэффициентом трения (коэффициентом трения скольжения)  $f$ , который по величине существенно меньше коэффициента трения покоя  $f_0$  [1, 9].

Так как  $f_0 > f$ , то в процессе переключения передачи при сбросе давления рабочей жидкости в бустере выключаемого ФС  $\Phi_{K-1}$  до определенной (даже весьма маленькой) величины оно может оставаться замкнутым, в то время, как включаемое ФС  $\Phi_K$  даже при большем давлении жидкости в его бустере будет буксовать.

Активный сброс давления в бустере выключаемого ФС  $\Phi_{K-1}$  может привести к тому, что произойдет срыв и буксование ФС, и, как следствие, может нарушиться условие безразрывности потока мощности в КП в связи с тем, что момент трения скольжения на выключаемом ФС  $\Phi_{K-1}$  после его срыва, приведенный к ведомым дискам включаемого ФС  $\Phi_K$ , в сумме с моментом на включаемом ФС  $\Phi_K$  будут меньше момента  $M_C$  сопротивления движения автомобиля или тракторного агрегата, приведенного к ведомым дискам включаемого ФС  $\Phi_K$ , т.е. не будет выполняться равенство (1).

Возможность буксования выключаемого ФС  $\Phi_{K-1}$  в процессе переключения передачи имело бы место быть, если во время его срыва момент трения на включаемом ФС  $\Phi_K$  в сумме с моментом выключаемого буксующего ФС  $\Phi_{K-1}$ , приведенным к ведомым дискам

включаемого ФС  $\Phi_K$  был меньше момента  $M_C$  сопротивления движения автомобиля или тракторного агрегата, приведенного к ведомым дискам включаемого ФС  $\Phi_K$ , т.е. не выполнялось бы равенство (1).

Однако с учетом того, что процесс переключения передач в КП по времени проходит не более чем за 0,2...0,5 с, а также в связи с инерционностью гидравлических процессов добиться на практике этого применительно к процессу переключения передач в КП невозможно.

Возможность буксования выключаемого ФС в процессе переключения передач исключается также тем фактом, что с ростом значения момента  $M_T$  трения ФС  $\Phi_K$  (в процессе его буксования) доля момента  $M_{T-1}$  ФС  $\Phi_{K-1}$  в уравнении (1) пропорционально уменьшается.

Таким образом, ФС  $\Phi_{K-1}$  постепенно разгружаясь, как бы снимает с себя усилие (момент), способное ее сорвать и перевести из замкнутого состояния в буксующее.

Учитывая вышеизложенные обстоятельства, можно заключить, что процесс переключения передач в КП без разрыва потока мощности происходит при буксовании дисков ФС  $\Phi_K$  включаемой передачи и замкнутых

дисках ФС  $\Phi_{K-1}$  выключаемой. При этом диски выключаемого ФС  $\Phi_{K-1}$  должны быть подготовлены к выключению за счет снижения давления в бустере до величины,

обеспечивающей передачу ФС доли момента  $M_C$  сопротивления движению и, одновременно, гарантирующей быстрый сброс и полное (желательно без остаточного момента ведения) выключение ФС  $\Phi_{K-1}$  по факту достижения ФС  $\Phi_K$  включаемой передачи значения момента  $M_C$  сопротивления движения. Такое переключение передач в КП, в процессе которого ФС  $\Phi_{K-1}$  полностью

выключается, когда момент  $M_{T-1}$  на его валу становится равным нулю, а значение момента  $M_T$  на валу ФС  $\Phi_K$

достаточно для преодоления момента  $M_C$  сопротивления движению автомобиля или тракторного агрегата называется переключением передач без разрыва потока мощности при оптимальном перекрытии. В данном случае время  $t$  перекрытия при переключении передач в КП называется оптимальным и равным  $t_0$  [7, 8, 10-12].

Если по окончании первого этапа (оптимального перекрытия) ФС  $\Phi_{K-1}$  передачи  $K-1$  не будет выключено, то начнется второй этап переключения передач (с

избыточным перекрытием). Он начинается в момент времени, когда крутящий момент  $M_{T-1}$ , передаваемый ФС  $\Phi_{K-1}$ , обратится в ноль. Необходимо отметить, что здесь в момент времени  $t = t_0$  крутящий момент  $M_{T-1}$  ФС  $\Phi_{K-1}$  обращается в ноль даже при полностью включенном ФС. Это связано с тем, что в момент времени  $t = t_0$  величина момента  $M_T$  трения на валу ФС  $\Phi_K$  становится достаточной для преодоления момента  $M_C$  сопротивления движения автомобиля или тракторного агрегата, приведенного к валу включаемого ФС  $\Phi_K$ , а ФС  $\Phi_{K-1}$  не буксует.

При  $t > t_0$  момент  $M_T$  трения на включаемом ФС  $\Phi_K$  продолжает увеличиваться. В результате этого включаемая передача начинает подводить к ведомому валу большую мощность, чем требуется для обеспечения движения автомобиля или тракторного агрегата со скоростью  $V_{K-1}$ , соответствующей передаче  $K-1$ , что должно было бы вызвать разгон машины от скорости  $V_{K-1}$  до  $V_K$ . Однако, если момент  $M_{T-1}$  ФС  $\Phi_{K-1}$  включаемой передачи еще достаточно велик, то передача  $K-1$  препятствует разгону автомобиля или тракторного агрегата, отводя избыточную мощность, подводимую передачей  $K$ , обратно с ведомого вала 2 на ведущий вал 1 КП (рис. 1,в). Это приводит к циркуляции мощности в контуре узла КП, образованном валами 1 и 2 и передачами  $K-1$  и  $K$ .

Несмотря на умоузырительную возможность срыва ФС  $\Phi_{K-1}$  под воздействием циркуляции мощности при избыточном перекрытии, в реальных условиях работы КП этот срыв невозможен по тем же причинам, что и на этапе оптимального перекрытия. Еще раз отметим, что если давление в бустере ФС  $\Phi_{K-1}$  снижается до минимального значения, момент трения его дисков определяется по-прежнему величиной статического коэффициента трения  $f_0$ , а момент  $M_{\text{ц}}$  циркулирующий, которым нагружается ФС  $\Phi_{K-1}$  в течение этапа избыточного перекрытия, не успевает достигать значения, достаточного для срыва его дисков из-за непродолжительности самого этапа. В каждый момент времени переключения передачи момент  $M_{T-1}$ , передаваемый выключаемым ФС  $\Phi_{K-1}$ , будет равен разности момента трения на включаемом ФС  $\Phi_K$  и момента  $M_C$  сопротивления движению автомобиля

или тракторного агрегата, приведенных к валу выключаемого ФС  $\Phi_{K-1}$ . При приведении момента циркуляции  $M_{\text{ц}}$ , которым нагружается ФС  $\Phi_{K-1}$  на этапе избыточного перекрытия, к дискам выключаемого ФС  $\Phi_{K-1}$  получим:

$$M_{\text{ц}} = -M_{T-1} = \frac{M_T u_K - M_C^*}{u_{K-1}}.$$

После завершения этапа избыточного перекрытия передач в КП следует этап разгона ведомых частей автомобиля или тракторного агрегата (рис. 1,г), который начинается после выключения ФС  $\Phi_{K-1}$ . Вследствие этого под действием момента  $M_T$  ФС  $\Phi_K$  происходит разгон автомобиля или тракторного агрегата на включаемой передаче в КП. Этот этап переключения отличается от процесса трогания автомобиля или тракторного агрегата с места с помощью главного ФС в основном только начальными условиями и подробно разобран в работах [7, 8, 10-12]. Поэтому данный этап разгона машины мы оставим без внимания.

Изложенные выше теоретические положения описываются на созданные нами математические модели, достоверность которых подтверждена экспериментальными исследованиями [7, 8, 10-12].

Для исследования процесса переключения передач в КП без разрыва потока мощности на кафедре «Автомобили и тракторы» Университета машиностроения был создан стенд, позволяющий управлять процессом переключения передач в двухступенчатой КП, имитировать различные режимы нагружения и регистрировать параметры, описывающие состояние элементов КП, в том числе: давление в бустерах ФС, моменты, передаваемые выключаемым  $\Phi_K$  и выключаемым  $\Phi_{K-1}$  ФС, угловые частоты вращения звеньев и время.

На данном стенде впервые была осуществлена запись крутящих моментов одновременно на включаемом  $\Phi_K$  и выключаемом  $\Phi_{K-1}$  ФС при переключении передач в КП с различной степенью их перекрытия (рис. 1). Полученные результаты экспериментальных исследований полностью подтвердили результаты теоретических положений данной работы.

Таким образом, в процессе переключения передач в КП без разрыва потока мощности момент трения выключаемого ФС  $\Phi_{K-1}$  определяется статическим коэффициентом трения  $f_0$ , который всегда больше коэффициента трения скольжения  $f$ . В результате процесс переключения передач в КП без разрыва потока мощности происходит при буксовании дисков ФС  $\Phi_K$  включаемой передачи и замкнутых дисках ФС  $\Phi_{K-1}$  выключаемой. При

этом величина крутящего момента, передаваемого выключаемым ФС  $\Phi_{K-1}$ , зависит от величины момента трения включаемого ФС  $\Phi_K$ .

Момент трения на включаемом ФС  $\Phi_K$  при его буксовании наиболее часто достигает своего максимального значения. Однако возможны случаи процесса переключения передач в КП, когда включаемое ФС заканчивает свое буксование до полного его включения.

Результаты данной работы распространяются и составные КП DSG (Direct Shift Gearbox), состоящие из двух параллельных КП, выполненных в одном общем корпусе, где переключение передач осуществляется двойным ФС и синхронизаторами [13, 14]. В таких КП перекрытие переключения передач выполняется двойным ФС.

#### Список литературы

1. Барский И.Б., Борисов С.Г., Галягин В.А. и др. Сцепления транспортных и тяговых машин/ Под ред. Ф.Р. Геккера, В.М. Шарипова, Г.М. Щеренкова. М.: Машиностроение, 1989. – 344 с.
2. Гируцкий О.И. Проблема развития автобусостроения и пути ее решения: Дис... д-ра техн. наук. – М., 2000. – 325 с.
3. Городецкий К.И., Аландеев Е.М., Тимофеевский А.А. Разгон тракторного агрегата и переключение передач с подвключением фрикционных муфт // Тракторы и сельхозмашины. – 2014. - №2. – С. 14-17.
4. Городецкий К.И., Мельников А.Ю., Муратова С.К., Аландеев Е.И.. Моделирование переключения передач тракторов // Тракторы и сельхозмашины. – 2015. - №4. – С. 11-17.
5. Курочкин Ф.Ф. Метод выбора рациональных характеристик процесса переключения в автоматической коробке передач автомобиля: Дис...канд. техн. наук. М., 2008 – 149 с.
6. Львовский К.Я. Исследование процессов переключения передач под нагрузкой в тракторных трансмиссиях: Дис...канд. техн. наук. М., 1970. – 276 с.
7. Шарипов В.М., Дмитриев М.И., Крючков В.А. Нагруженность фрикционных муфт и синхронизаторов в коробке передач. Методы расчета параметров буксования фрикционных муфт и выравнивающего элемента синхронизаторов при переключении передач. Saarbrücken: LAP LAMBERT Academic Publishing GmbH & Co. KG, 2012. – 122 с.
8. Шарипов В.М., Городецкий К.И., Дмитриев М.И. и др. Переключение передач в КП трактора без разрыва потока мощности // Тракторы и сельхозмашины. – 2012. - №5. - С. 19-23.
9. Шарипов В.М. Конструирование и расчет тракторов. М.: Машиностроение, 2009. – 752 с.
10. Шарипов В.М., Дмитриев М.И., Зенин А.С. Математическая модель процесса переключения передач в коробке передач трактора// Наука и образование: электронное научно-техническое издание. – 2014. - № 5. – С. 50-69.
11. Sharipov V., Dmitriev M. Definition of Slippage Parameters of Friction Clutches for Different Installation Versions in Tractor Gearboxes// SAE Technical Paper 2013-01-2894, 2013, doi:10.4271/2013-01-2894.
12. Шарипов В.М., Дмитриев М.И., Зенин А.С. и др. Определение параметров буксования фрикционных муфт для различных вариантов их установки в тракторных коробках передач при переключении передач без разрыва потока мощности// Известия МГТУ «МАМИ». – 2013. – Т. 1. - № 1(15). - С. 242-248.
13. Шарипов В.М., Крючков В.А., Дмитриев М.И. и др. Новое направление в развитии конструкций коробок передач автомобилей и тракторов// Сборник материалов VI Всероссийской научно-технической конференции «Проблемы и достижения автотранспортного комплекса». Екатеринбург: УГТУ-УПИ, 2008. – С. 214-216.
14. Шарипов В.М., Апельинский Д.В., Арустамов Л.Х. и др. Тракторы. Конструкция/ Под общ. ред. В.М. Шарипова. М.: Машиностроение, 2012. – 790 с.

## МИКРОАНАЛИЗ ИЗНОСОСТОЙКОСТИ ПОВЕРХНОСТНЫХ СЛОЕВ МАТЕРИАЛОВ

**Шастин Владимир Иванович,**

*к.т.н., доцент, зав. кафедрой «Технология деревообработки» САПЭУ, г. Иркутск*

**Коновалов Николай Петрович,**

*д.т.н., профессор, первый проректор ИрНИТУ*

Введение. Износостойкость сопряжений в современном машиностроении имеет решающее значение и в основном определяет работоспособность и долговечность машин.

Процесс изнашивания зависит от большого числа факторов, к которым в первую очередь следует отнести: сочетание физико-механических свойств, трущихся материалов, шероховатость и точность изготовления сопрягаемых деталей, скорость и характер трения, удельное давление, условия смазки и т.д. Качественное и количественное соотношение этих и других факторов определяют механизм изнашивания и характеризуют тот или иной вид износа.

Проблема повышения износостойкости решается путем изучения закономерностей изнашивания при самых различных условиях трения и влияния большого числа характеристик поверхностных слоев на процесс изнашивания. Механизм изнашивания настолько сложен, а разнообразие факторов, влияющих на трение настолько велико, что, несмотря на большой объем исследований в области трения и износа, настоящая проблема на сегодняшний день остается не менее актуальной. Ее изучению посвящено большое число фундаментальных и прикладных работ [1, 2]. Исходя из результатов проведенных работ, выявлены основные закономерности и получены зависимости, описывающие характер износа при различных условиях трения.