

УДК 621.833.3

**ОЦЕНКА НАГРУЗОЧНОЙ СПОСОБНОСТИ СПИРОИДНЫХ ПЕРЕДАЧ  
В ПРИВОДАХ ГОРНЫХ МАШИН ПРИ ПИКОВЫХ НАГРУЗКАХ**

**В. Н. Анферов, Р. К. Коваленко**

*Сибирский государственный университет путей сообщения,  
E-mail: kovalenkork@gmail.com,  
ул. Д. Ковальчук, 191, 630049, г. Новосибирск, Россия*

Обоснован безразмерный критерий заедания, характеризующий взаимосвязь между температурой в контакте зубьев спироидного зацепления и несущей способностью масляной пленки. На основе анализа существующих узлов трения, применяемых для испытаний на задиростойкость, осуществлен выбор физической модели спироидного зацепления. Приведены результаты исследований на лабораторном стенде, выполненном по дисково-роликовой схеме узла трения. Установлены зависимости коэффициента трения в спироидном зацеплении от удельной нагрузки для сочетания материалов зубьев пары «сталь – сталь» в интервале скоростей скольжения и температур. Предложена методика проектирования спироидных передач на заедание.

*Спироидная передача, зацепление, задиростойкость, заедание*

Анализ конструкций современных машин и механизмов, представленный в работе [1], свидетельствует об увеличении объема использования в них передач зацеплением. Наряду с совершенствованием существующих видов зубчатых передач появляются новые, превосходящие известные по ряду характеристик. Одна из них — спироидная — находит широкое применение в различных машинах и механизмах для передачи вращения между перекрещивающимися осями валов.

Основываясь на достоинствах спироидных передач перед червячными, в [1] отмечается, что их использование в горных машинах и комплексах может существенно улучшить технические характеристики, уменьшить габариты и массу машин, увеличить ресурс, снизить затраты на техническое обслуживание, ремонт и простои горной техники, что позволит увеличить производительность труда обслуживающего персонала.

При этом одним из недостатков спироидных передач, присущих всем передачам червячного класса, является возникновение заедания между рабочими поверхностями зубьев. При его образовании в наиболее тяжелой форме за короткий промежуток времени происходит интенсивный износ зубьев, прекращается относительное движение зубьев и передача становится непригодной к дальнейшей эксплуатации. Во избежание этого вида нарушения для изготовления зубьев пары применяют антифрикционные материалы, снижающие риск появления заедания и, как следствие, нагрузочную способность передачи в сравнении с цилиндрическими передачами [1, 2].

Процесс заедания поверхностей разделяют на три этапа. Первый этап — переход от контактно-гидродинамической смазки к граничной. В реальных условиях исчезновение гидродинамической смазочной пленки или снижение ее толщины даже до опасного минимума еще не

приводит к заеданию, поскольку поверхности разделяются граничной пленкой. Второй этап — переход от граничного трения к металлическому контакту вследствие разрушения граничной пленки либо от больших пластических деформаций контактирующих поверхностей, либо от высоких температур, развивающихся в зоне контакта, либо от обеих причин вместе. Третий этап — схватывание металлов и разрушение узлов схватывания. Здесь наличие определенных условий в зоне контакта чистых металлов приводит к схватыванию поверхностей на отдельных участках, которые при дальнейшем относительном движении могут разрушаться по поверхности контакта, и тогда заедания поверхностей не произойдет. Если же прочность зоны схватывания окажется больше, чем прочность поверхностных слоев металла, то наступает заедание с образованием рисок, хребтов, наволакивания и т. д. При этом температура поверхностей увеличивается, процесс прогрессирует и поверхности становятся совершенно непригодными для дальнейшей работы [3, 4].

Исследования спироидного зацепления на заедание проводились на физической модели, что позволило существенно сократить материальные затраты на изготовление образцов и время на подготовку к испытаниям. К их проведению на основе физического моделирования [5, 6] предъявляют два основных требования:

- подобие функций реальных и испытываемых систем (входов, выходов и функциональных соотношений между ними);
- подобие структур реальной и испытываемой систем (элементов системы, свойств элементов и трибологических взаимодействий).

Первое требование выполняется с помощью критерия подобия, описывающего взаимосвязь между ключевыми факторами, которые оказывают влияние на процесс в реальной и в испытываемой системах. Критерий находится с учетом теорем подобия методом интегральных аналогов или методом анализа размерностей [6]. Второе требование связано с выбором физической модели и созданием лабораторной установки, обеспечивающей задание и управление всеми параметрами, влияющими на моделируемый процесс [5, 7].

Для получения критерия оценки заедания спироидных передач проведен факторный анализ и систематизация существующих критериев заедания для передач зацеплением [2]. По результатам анализа установлено, что каждый критерий применим как для определенного вида передач, так и для определенной стадии развития процесса заедания. На основе метода экспертных оценок выявлены наиболее значимые факторы, оказывающие влияние на возникновение и развитие процесса заедания спироидной передачи на различных его этапах [6].

На первом этапе процесса заедания основными факторами являются вязкость масла и суммарная скорость качения, от которых зависит толщина масляной пленки, на втором — температура поверхностей трения и удельная нагрузка, которые способствуют разрыву масляной пленки и переходу к непосредственному контакту металлов. На третьем этапе контакт чистых металлов приводит к схватыванию поверхностей. Ключевой фактор — склонность металлов к схватыванию, т. е. влияние оказывают свойства материалов, твердость поверхностей и их термообработка.

Таким образом, можно сделать вывод, что наиболее сильнодействующим фактором, определяющим заедания на всех его этапах, является температура. На первом этапе она влияет через вязкость на толщину масляной пленки, на втором облегчает разрыв граничной пленки, а на третьем воздействует на механические свойства материалов, интенсифицируя процесс и облегчая схватывание.

В связи с тем что критерий заедания предполагается использовать в методике расчета передачи при ее проектировании, он должен характеризовать такую комбинацию условий, при которых процесс заедания начинает развиваться. Это означает необходимость четко лимитиро-

вать условия работы передачи до того, как заедание вступит во второй этап, а именно условия контакта звеньев передачи перейдут от граничного трения к непосредственному металлическому контакту. В противном случае произойдет резкое повышение коэффициента трения и, как следствие, существенный рост температуры, называемый температурной вспышкой, что будет способствовать развитию задира. В большинстве случаев металлический контакт при высоких значениях нагрузки и особенно скорости скольжения ведет к заеданию, которое носит необратимый характер, и может вызвать заклинивание передачи и полный ее выход из строя. Поэтому основным критерием для анализа задиростойкости спироидной передачи становится толщина масляной пленки в контакте, которая в свою очередь зависит от вязкости масла, величины нагрузки в контакте и скорости скольжения.

Температура масляной пленки в контакте по критерию Блока складывается из температуры поверхностей трения до вступления в контакт  $t_{\text{п}}$  и мгновенной температуры в контакте (температурной вспышки)  $t_{\text{max}}$  [8]:

$$t_{\Sigma} = t_{\text{п}} + t_{\text{max}} \leq t_{\text{кр}} = \text{const}, \quad (1)$$

здесь  $t_{\text{кр}}$  — критическая температура, при которой масло теряет смазывающие свойства.

Температура поверхностей трения  $t_{\text{п}}$  незначительно отличается от температуры масла в редукторе  $t_{\text{м}}$ , и при расчетах они принимаются равными. Температура масла в редукторе зависит от передаваемой мощности, КПД передачи, режима работы, площади поверхности охлаждения, материала корпуса редуктора и температуры окружающего воздуха.

Мгновенная температура рассчитывается по условию распределения температур в термическом контакте при локальном трении. Согласно работе [9], при стационарном термическом контакте распределение температур в области контакта и в ее окрестностях пропорционально ньютоновскому потенциалу простого слоя с плотностью, равной произведению скорости скольжения и контактных напряжений. В связи с пропорциональностью температуры вспышки ньютоновскому потенциалу, в [10] выведена зависимость температурной вспышки от удельной мощности трения:

$$P_{\text{тр}} = qfv_{\text{ск}}, \quad (2)$$

где  $q$  — удельная нагрузка в контакте, Н/м;  $f$  — коэффициент трения;  $v_{\text{ск}}$  — скорость скольжения, м/с.

В общем случае температура вспышки пропорциональна мощности трения и обратно пропорциональна суммарной удельной теплопроводности  $\lambda$  материалов звеньев передачи, которые характеризуют отдачу тепла от образцов в масло:

$$P_{\text{тр}} = \frac{qfv_{\text{ск}}}{\lambda_1 + \lambda_2}, \quad (3)$$

$\lambda_1, \lambda_2$  — удельная теплопроводность материала звеньев пары, Вт/(м·К).

Разделив обе величины на температуру  $t_{\text{max}}$  и выразив ее из (1), получаем безразмерный критерий, оценивающий влияние температуры на заедание поверхностей [6]:

$$Cr_1 = \frac{qfv_{\text{ск}}}{(t_{\text{кр}} - t_{\text{м}})(\lambda_1 + \lambda_2)}. \quad (4)$$

Помимо температурного фактора на толщину масляной пленки также оказывают влияние кинематические и кинетостатические факторы — нагрузка в контакте и скорость подачи масла в область контакта.

Согласно контактно-гидродинамической теории смазки, толщина масляной пленки в контакте между двумя упругими цилиндрами прямо пропорциональна динамической вязкости масла, скорости движения масляного слоя и обратно пропорциональна удельной нагрузке [11]. В спироидной передаче масло в контакт образцов затягивается с суммарной скоростью качения, равной сумме окружных скоростей звеньев передачи. Соответственно этому составлен второй критерий, оценивающий кинематические параметры масляной пленки:

$$Cr_2 = \frac{q}{v_{\Sigma}\eta}, \quad (5)$$

где  $v_{\Sigma}$  — суммарная скорость качения, м/с;  $\eta$  — динамическая вязкость жидкости, Па·с.

Используя сведения о кинематической вязкости масел и их вязкостно-температурные характеристики, подставим в формулу (5) зависимость кинематической вязкости  $\mu_0$  масла от динамической:  $\eta = \rho\mu_0$ , где  $\rho$  — удельная плотность жидкости. Получим

$$Cr_2 = \frac{q}{v_{\Sigma}\rho\mu_0}. \quad (6)$$

Исходя из первой теоремы подобия, умножаем критерии (4) и (6). Поскольку степень влияния каждого фактора на начало процесса заедания неизвестна, в соответствии со второй теоремой подобия, возведем критерии в степени  $a$  и  $b$  [6]:

$$Cr = \left( \frac{qfv_{\text{ск}}}{(t_{\text{кр}} - t_{\text{м}})(\lambda_1 + \lambda_2)} \right)^a \left( \frac{q}{v_{\Sigma}\rho\mu_0} \right)^b < [Cr], \quad (7)$$

где  $a, b$  — коэффициенты, учитывающие влияние комплексов факторов на заедание поверхностей;  $[Cr]$  — допустимое значение критерия.

Выражение (7) можно квалифицировать как новый критерий, учитывающий два ключевых комплекса факторов: температурный, т. е. влияние температуры масла на толщину масляной пленки в контакте, и гидродинамический, т. е. влияние условий подачи масла и его физических свойств. Основное достоинство предложенного критерия — безразмерность, что позволяет использовать его при физическом моделировании по методу подобия, а также оценивать и сравнивать по опасности возникновения заедания как различные смазочные материалы, так и различные сочетания материалов для звеньев пары.

Для проверки полученного критерия проведены испытания на физической модели спироидной передачи. При выборе узла трения, моделирующего спироидное зацепление, проведен анализ существующих схем этих узлов, применяемых для испытаний на заедание [12]. В результате предложен узел трения по схеме “диск – ролик”. Компоновка элементов этой схемы обеспечивает функциональное подобие, а также подобие трибологических взаимодействий, т. е. линейный контакт звеньев. Подобие трибологических взаимодействий также зависит от способа подачи в контакт смазочного материала, его типа и сорта.

Схема узла трения “диск – ролик” позволяет реализовать на модели основную особенность спироидных передач — специфическое расположение зоны контакта относительно осей звеньев передачи. Смещение зоны зацепления увеличивает угол между направлениями скорости скольжения звеньев и их суммарной скорости качения, которая создает благоприятные условия возникновения масляного клина, т. е. затягивание масла в контакт. Поперечное смещение оси ролика относительно диска дает возможность регулировать угол между скоростью скольжения и контактной линией, а также угол между линейными скоростями звеньев, что обеспечит подобие геометрических параметров, в том числе радиуса кривизны и длины контактной линии. Подобие физико-механических параметров определяется выбором материалов и обработки звеньев узла трения [2].

Для обеспечения подобия внешних механических воздействий должно быть предусмотрено их регулирование в интервале значений, аналогичных моделируемой передаче. Для проведения исследований на физической модели спироидной передачи в Сибирском государственном университете путей сообщения сконструирован лабораторный стенд (рис. 1), основой которого является узел трения “диск – ролик” [12, 13].

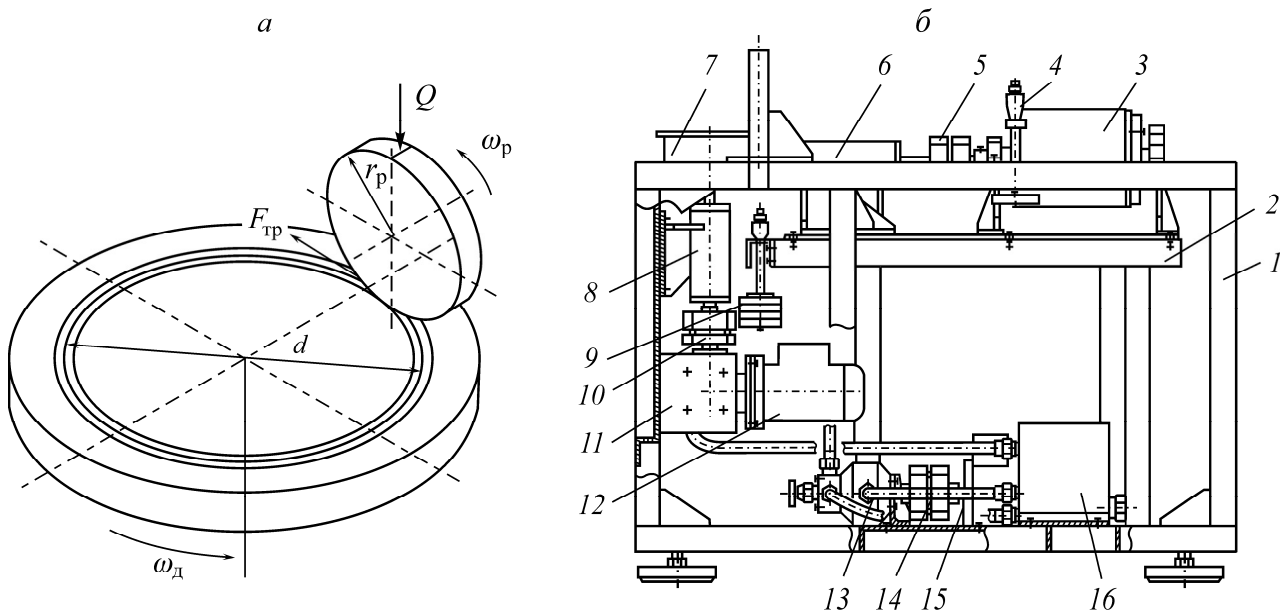


Рис. 1. Узел трения (а) и общий вид модуля узла трения дисково-роликового стенда (б): 1 — рама стенда; 2 — подвижная рама; 3 — электродвигатель привода ролика; 4 — измерительное устройство; 5 — муфта МУВП; 6 — опорный узел привода ролика; 7 — узел трения; 8 — опорный узел привода диска; 9 — нагрузочное устройство; 10 — муфта МУВП; 11 — редуктор РС-31.5-49; 12 — электродвигатель привода диска; 13 — насос шестеренный; 14 — муфта МУВП; 15 — электродвигатель насосной станции; 16 — бак;  $\omega_p$ ,  $\omega_d$  — угловые скорости ролика и диска;  $F_{тр}$  — сила трения

Контакт образцов в дисково-роликовом узле трения 7 происходит по линии, равной ширине ролика. В конструкции диска предусмотрены дорожки катания, имеющие одинаковую ширину с роликом. Они необходимы для того, чтобы избежать торцевого трения в контакте, возникающего вследствие долгой работы стального ролика, который образует канавку на диске из менее твердой бронзы. В результате создается дополнительное сопротивление вращению ролика о стенки этой канавки.

Диск и ролик имеют независимые приводы. Привод диска состоит из электродвигателя 12, спироидного редуктора 11, муфты 10, опорного узла 8 и самого диска. Скорость диска регулируется ступенчато путем замены передачи в спироидном редукторе. Привод ролика состоит из балансирно-закрепленного электродвигателя постоянного тока 3, который через муфту 5 передает момент на вал ролика, на котором консольно установлен ролик. Скорость вращения ролика регулируется изменением напряжения в питающей сети обмотки якоря электродвигателя, что позволяет моделировать работу червяка в сочетании с электродвигателями с разным числом пар полюсов, а также обеспечить необходимые скорости скольжения и качения в контакте.

Привод диска установлен на раме стенда 1, привод ролика смонтирован на подвижной раме 2, закрепленной при помощи двух шарниров. Третьей точкой опоры подвижной рамы является ролик, передающий в месте контакта нагрузку от подвижной рамы и привода ролика на диск. Для регулирования нагрузки, создаваемой в контакте, на подвижной раме размещено нагрузочное устройство 9 в виде двух рычагов, на которые навешиваются грузы, сила тяжести кото-

рых или увеличивает нагрузку в контакте ролика и диска, или снижает ее. Для изменения угла между контактной линией и скоростью скольжения в конструкции стенда предусмотрено смещение привода ролика в направлении, перпендикулярном к оси привода.

Масло в контакт ролика и диска подается с помощью насосной станции, в состав которой входят шестеренный насос 13, приводимый в движение через муфту 14 собственным электродвигателем 15, напорные и сливные трубопроводы, а также бак 16. Регулирование объемной температуры масла, которая косвенно влияет на заедание, осуществляется с помощью электрического нагревателя ТЭН, установленного в баке, и системы автоматического управления подогревом масла до заданной температуры.

Основное измерительное устройство 4 стенда предназначено для определения момента трения, необходимого для преодоления силы трения в контакте образцов. Вследствие того что электродвигатель привода ролика закреплен в опорах балансирно, можно измерить величину момента двигателя по его отклонению от продольной оси. Для этого на двигателе расположена измерительная стрелка, которая показывает отклонение двигателя на специально проградуированной шкале. После тарировки измерительной системы измерение момента трения в контакте образцов проводится с погрешностью до 3 %, так как сопротивление вращению вала электродвигателя в подшипниках достаточно мало в сравнении с сопротивлением от силы трения.

При возникновении заедания происходит резкое увеличение коэффициента трения более чем на 30 %, что сопровождается вибрацией лабораторного стенда. Коэффициент трения служит индикатором для отслеживания возникновения заедания поверхностей.

В испытаниях использовались сочетания двух материалов звеньев пары: “сталь – сталь” и “сталь – бронза”. Рассмотрим результаты испытаний для сочетания материалов “сталь – сталь”. Материал диска, являющегося аналогом колеса, — сталь 45 (HRC<sub>3</sub> 22...24), материал ролика — аналог червяка — сталь 40X (HRC<sub>3</sub> 48...53). Результаты испытаний представлены в виде зависимостей коэффициента трения в контакте образцов от удельной нагрузки и скорости скольжения при различных температурах масла (рис. 2).

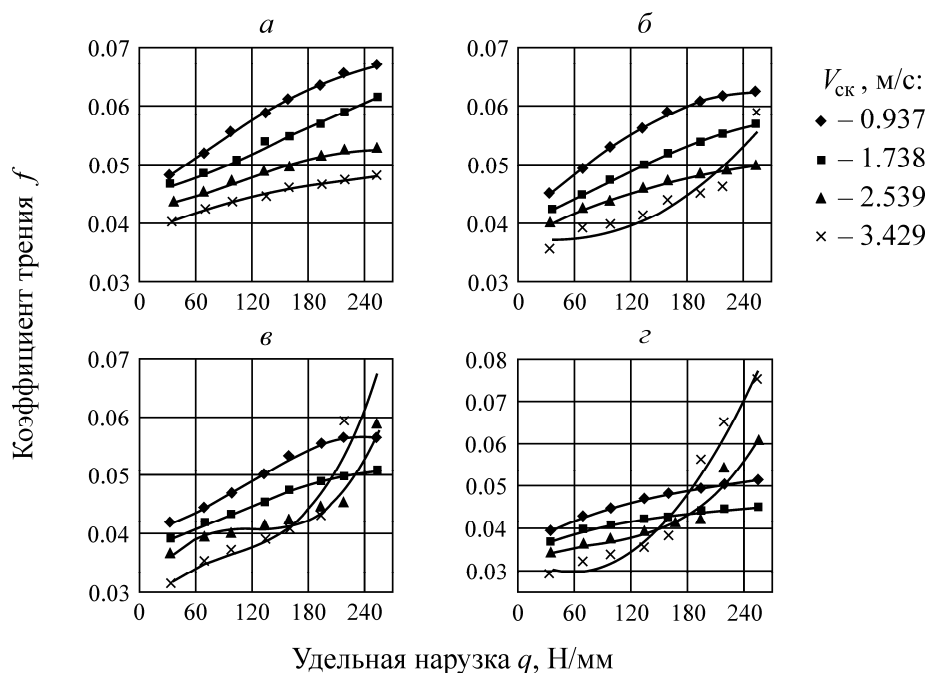


Рис. 2. Зависимость коэффициента трения от удельной нагрузки в интервале скоростей скольжения от 0.937 до 3.429 м/с при температуре масла, °С: а — 40; б — 60; в — 80; з — 100

На рис. 2 показаны точки измеренных значений коэффициентов трения при различных температурах, удельных нагрузках и скоростях скольжения. По данным точкам для каждого значения скорости скольжения построены аппроксимирующие логарифмические кривые функций  $f = f(q)$ , с некоторой погрешностью совпадающие с действительными кривыми, точные функции которых остаются неизвестными.

При испытании образцов с сочетанием материалов “сталь – сталь” начало процесса заедания рабочих поверхностей образцов зафиксировано при температурах 60, 80 и 100 °С при нагрузках свыше 250 % от номинальной и скоростях скольжения свыше 165 % от номинальной. На рис. 2б, в, г это можно увидеть по резкому увеличению коэффициента трения и отклонению его значений от линии тренда.

На рис. 3 показаны фотографии поверхностей ролика и диска. На рис. 3б видны риски и полированная рабочая поверхность ролика как следствие начала развития заедания поверхностей.

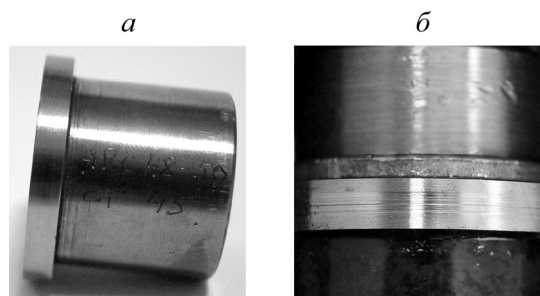


Рис. 3. Фотографии ролика до испытаний (а) и после испытаний (б)

По результатам анализа полученных зависимостей установлено критическое значение  $Cr = 3$ , превышение которого означает развитие процесса заедания поверхностей. Далее методами статистической обработки результатов эксперимента рассчитаны коэффициенты  $a$  и  $b$  в критериальном уравнении (7), после чего формула приняла вид [2, 3]:

$$Cr = \left( \frac{qfv_{\text{ск}}}{(t_{\text{кр}} - t_{\text{м}})(\lambda_1 + \lambda_2)} \right)^{1.42} \left( \frac{q}{v_{\Sigma} \rho \mu_0} \right)^{0.28} < 3. \quad (8)$$

На основании предложенного критерия разработана методика расчета спироидных передач, позволяющая на стадии проектирования проверить передачу на заедание. При проектировании спироидных передач с учетом заедания необходимо иметь возможность корректировать геометрические, кинематические и нагрузочные параметры, если расчетное значение критерия превышает допустимое. Исходя из этих соображений, расчет по критерию заедания следует выполнять на первом этапе проектирования спироидной передачи — синтезе идеального зацепления на стадии расчета силовых параметров, КПД и при проведении теплового расчета [13]. Блок-схема методики расчета на заедание представлена на рис. 4.

Исходными данными являются геометрические и кинематические параметры передачи: передаточное число, межосевое расстояние, частота вращения червяка и момент на выходном валу передачи. Методика состоит из семи этапов, на первом из которых рассчитываются геометрические параметры звеньев. Далее определяются кинематические параметры передачи — скорость скольжения и суммарная скорость качения. После этого происходит выбор материалов для звеньев пары и расчет сил в зацеплении, в результате которого находится значение удельной нагрузки. Затем следует выбор характеристик смазочного материала и тепловой расчет передачи, т. е. определение температуры масла в контакте. По сорту масла и его температуре по каталогу смазочных материалов принимается кинематическая вязкость, плотность и критическая температура возгорания масла.

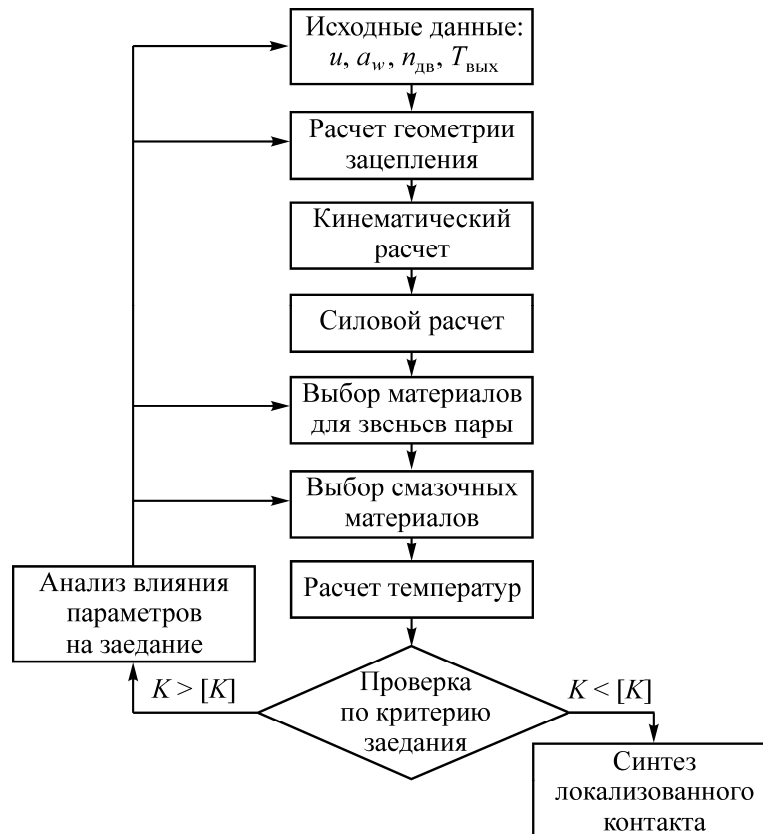


Рис. 4. Блок-схема методики расчета спиральных передач на заедание

Требуемый коэффициент трения выбирается по рассчитанным параметрам удельной нагрузки, скорости скольжения и температуры масла из базы значений для принятого сочетания материалов, сформированной в результате экспериментальных исследований [2, 12].

Далее определяется критерий, значение которого не должно превышать критического, когда происходит разрыв масляной пленки и наступает третья стадия развития заедания поверхностей. Если расчетный критерий превышает допустимое значение  $[Cr]$ , то необходимо провести корректировку параметров или предусмотреть конструктивные особенности, например систему охлаждения редуктора.

Рассмотренная методика применялась при разработке редуктора в приводе поворота кулачков спредера с сочетанием материалов звеньев пары “сталь – сталь”, а также для разработки редуктора при модернизации механизма передвижения башенного крана КБ-405.

## ВЫВОДЫ

Предложен безразмерный критерий для оценки заедания в спиральной передаче. Его основным достоинством является возможность использования при физическом моделировании по методу подобия. Безразмерный критерий позволяет оценивать и сравнивать по опасности возникновения заедания как различные смазочные материалы, так и сочетания материалов для звеньев пары.

Проведены исследования заедания на физической модели спиральной передачи, в результате которых получена база значений коэффициентов трения в зацеплении для сочетания материалов “сталь – сталь”, применимая для повышения точности расчетов спиральных передач. Установлены значения коэффициентов трения и параметры условий работы, при которых происходит начало развития процесса заедания поверхностей.



На основе предложенного критерия разработана методика расчета спироидных передач на заедание, которая позволяет оценить возможность его возникновения в спироидном редукторе в зависимости от геометрических, кинематических, силовых параметров, материалов звеньев пары и смазочных материалов.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Гольдфарб В. И., Анферов В. Н.** Перспективы применения спироидных редукторов в горном машиностроении // *Фундаментальные проблемы формирования техногенной геосреды: конф. с участием иностр. ученых (10-13 октября 2006 г.)*. — Т. II. *Машиноведение*. — Новосибирск: ИГД СО РАН, 2007. — 292 с.
2. **Коваленко Р. К.** Выбор критерия заедания зацепления в спироидной передаче // *Фундаментальные и прикладные вопросы горных наук*. — Новосибирск: ИГД СО РАН, 2016. — С. 92–97.
3. **Голего Н. Л.** Схватывание в машинах и методы его устранения. — Киев: Техника, 1965. — 231 с.
4. **Генкин М. Д., Кузьмин Н. Ф., Мишарин Ю. А.** Вопросы заедания зубчатых колес. — М.: Изд-во АН СССР, 1959. — 296 с.
5. **Веников В. А.** Теория подобия и моделирования (применительно к задачам электротехники): учеб. пособие для вузов. — М.: Высш. шк., 1976. — 480 с.
6. **Евдокимов Ю. А., Гудима В. В., Щербаков А. В.** Основы теории инженерного эксперимента. Ч. 2. Теория физического подобия и моделирования сложных объектов и процессов: учеб. пособие. — Ростов: Изд-во РГУПС, 1997. — 83 с.
7. **Чичинадзе А. В., Браун Э. Д., Буше Н. А. и др.** Основы трибологии (трение, износ, смазка): учебник для техн. вузов: под общ. ред. А. В. Чичинадзе. — М.: Машиностроение, 2001. — 664 с.
8. **Vlock H.** Theoretical study of temperature raise at surfaces of actual contact under oiliness lubricating conditions, *Proc. Inst. of Mech. Eng.*, 1937, Vol. 2. — P. 222–235.
9. **Коровчинский М. В.** Основы теории термического контакта при локальном трении // *Новое в теории трения*. — М.: Наука, 1966. — С. 98–145.
10. **Шульц В. В.** Температура поверхности фрикционного кольца // *Надежность и долговечность машин: сб. науч. тр. ЛИСИ*. — Л., 1973. — Вып. 79. — С. 50–58.
11. **Петрусевич А. И., Данилов В. Д., Фомичев В. Т.** Исследование влияния скорости скольжения на толщину масляной пленки в контакте цилиндрических роликов // *Исследования по триботехнике: труды специалистов СССР и ГДР / под ред. А. В. Чичинадзе*. — М.: НИИ информации по машиностроению, 1975. — С. 158–164.
12. **Анферов В. Н., Коваленко Р. К.** Выбор физической модели для исследования заедания в зацеплении спироидной передачи // *Вестн. МАДИ*. — 2016. — № 4 (47). — С. 33–39.
13. **Анферов В. Н., Ковальков А. А.** Результаты исследований КПД редукторов с цилиндрической спироидной передачей // *ФТПРПИ*. — 2006. — № 6. — С. 80–84.

*Поступила в редакцию 27/IV 2017*