

Выбор критерия для оценки противозадирной стойкости спироидного зацепления

В.Н. Анферов^a, Р.К. Коваленко^b

Сибирский государственный университет путей сообщения, ул. Дуси Ковальчук 191, Новосибирск, Россия

^aavn43@mail.ru, ^bkovalenkork@gmail.com

Статья поступила 3.10.2017, принята 7.10.2017

В результате анализа существующих критериев заедания для различных узлов трения, проведенного с целью выбора критерия оценки противозадирной стойкости спироидного зацепления, все существующие критерии поделены на семь групп по ключевому фактору, с помощью которого производится оценка. Авторами установлено, что каждый критерий применим как для определенного вида передач, так и для определенной стадии развития процесса заедания. Причем наиболее теоретически обоснованными и потенциально применимыми для других типов передач, в том числе и спироидных, по мнению авторов, являются критерии, которые базируются на выводах из температурного уравнения Блока или контактно-гидродинамической теории смазки. На основе факторного анализа, проведенного методом экспертных оценок, и с учетом специфики зацепления в спироидной передаче предложен критерий заедания, который работает на втором этапе развития процесса заедания поверхностей и учитывает два ключевых комплекса факторов: температурный, отражающий влияние температуры масла на толщину масляной пленки в контакте, и гидродинамический, учитывающий влияние несущей способности масляной пленки и физические свойства масла. Предложенный критерий позволяет еще на стадии проектирования задать такую комбинацию факторов (нагрузки, окружных скоростей, материалов поверхностей, смазочного материала), при которой будет выполняться условие неразрушения масляной пленки в контакте. Разрушение масляной пленки в спироидной передаче в связи с большим скольжением является критическим и за достаточно короткое время способно привести к схватыванию металлов рабочих поверхностей звеньев, что при дальнейшей эксплуатации может вызвать необратимые повреждения звеньев передачи. Предлагаемый безразмерный критерий является критерием не только заедания, но и подобия, так как в комплексе учитывает все значимые факторы процесса. Критерий подобия, в свою очередь, расширяет возможности моделирования процесса при физическом или математическом моделировании.

Ключевые слова: спироидная передача; заедание; задиростойкость; зацепление; критерий заедания.

The choice of criterion for evaluating the anti-seizing property of spiroid gearing

V.N. Anferov^a, R.K. Kovalenko^b

Siberian Transport University; 191, D. Kovalchuk St., Novosibirsk, Russia

^aavn43@mail.ru, ^bkovalenkork@gmail.com

Received 3.10.2017, accepted 7.10.2017

As a result of the analysis of the existing seizing criteria for various friction nodes in order to select a criterion for evaluating anti-seizing property of the spiroid gear, all the criteria are divided into seven groups according to the key factor by which the estimate is made. The authors found that each criterion is applicable both for a certain type of transmission, and for a certain stage of development of the seizing process. Moreover, the most theoretically grounded and potentially applicable for other types of transmissions, including spiroid ones, are the criteria that are based on the conclusions from the Block's temperature equation or the contact-hydrodynamic theory of lubrication. Based on the factor analysis carried out by the method of expert estimates, and taking into account the specificity of the linkage in the spiral transmission, a jamming criterion is proposed. The proposed criterion works at the second stage of the surface seizing process and takes into account two key factors: temperature, reflecting the effect of oil temperature on the thickness of the oil film in the contact, and hydrodynamic, taking into account the effect of the bearing capacity of the oil film and the physical properties of the oil. The proposed criterion allows, even at the design stage, to specify such a combination of factors (load, circumferential velocities, surface materials, lubricant) at which the condition of nondestruction of the oil film in contact will be fulfilled. The destruction of the oil film in the spiroid transmission, due to the large slip, is critical and, within a relatively short time, can lead to the setting of the metal surfaces of the links, which in subsequent operation can cause irreversible damage to the transmission links. The proposed dimensionless criterion is not only a criterion of seizing, but also a criterion of similarity, since it takes into account all the significant factors of the process. The similarity criterion, in turn, extends the possibilities of modeling the process in physical or mathematical modeling.

Keywords: spiroid gear; seizing; anti-seizing property; gearing; scuffing criterion.

Введение

Широкое применение червячных и спироидных передач в различных машинах и механизмах, включая высокоскоростные и тяжелонагруженные передачи, неизбежно связано с повреждениями зубьев колес и витков червяков. Повреждения передач обусловлены передаваемой нагрузкой, скоростью вращения, материалами, термообработкой, способом производства и условиями эксплуатации.

Анализ повреждений спироидных передач. Спироидные передачи выходят из строя вследствие разрушений и повреждений: поломки зубьев, усталостного выкрашивания, изнашивания и заедания.

Поломка зубьев колеса или витков червяка может произойти по причине больших перегрузок ударного или статического характера, но чаще всего — в результате образования и роста усталостной трещины. Причиной возникновения усталостной трещины в большинстве случаев является работа передачи с нагрузками, превышающими предел выносливости материала. Поломка зубьев колеса также возможна вследствие недопустимо больших перегрузок, например при пуске [15].

Усталостное выкрашивание рабочих поверхностей зубьев червячных и спироидных колес характеризуется появлением раковин на месте частиц металла, выкрошившихся с рабочих поверхностей зубьев. Это происходит под действием переменных контактных напряжений, превышающих предел контактной выносливости металла для данного цикла нагружений. Усталостное выкрашивание наблюдается преимущественно у зубьев колес из сплавов с относительно низкой контактной выносливостью и повышенными противозадирными свойствами [14].

Изнашивание витков червяков выражается в появлении поверхностных трещин на боковых сторонах цементированных и закаленных червяков, причиной появления которых могут быть концентрация нагрузки, местные всплески температуры в поверхностных слоях материала из-за недостаточной смазки. Трещины также могут появиться как следствие технологических дефектов. Образование трещин, сопровождаемое отслаиванием материала рабочих поверхностей витков цементированных червяков, является результатом высоких касательных напряжений, зона максимума которых оказывается ниже науглероженного и закаленного слоя [15].

Износ зубьев червячных и спироидных колес связан с недостаточной чистотой масла или недостаточным качеством поверхности витков значительно более твердого червяка [15].

В большинстве случаев червячные и спироидные передачи выходят из строя по причине чрезмерного износа зубьев колес, а также при перегрузках вследствие заедания рабочих поверхностей колеса и червяка.

Заеданием называется процесс возникновения и развития повреждений поверхностей трения вследствие схватывания поверхностей и переноса материала. Заедание зачастую может завершаться прекращением относительного движения [11].

Заедание происходит вследствие того, что при относительном скольжении частицы одной поверхности при некоторых условиях прочно сцепляются с части-

цами другой поверхности. На более мягкой поверхности при дальнейшем скольжении возникают борозды. Заедание может наступить и на смазанных рабочих поверхностях зубьев, если между ними не образуется непрерывная масляная пленка. Это происходит вследствие больших нагрузок и недостаточных скоростей, так как большие скорости способствуют затягиванию масла в зону контакта, либо вследствие выделения большого количества тепла при трении и повышении температуры до такой величины, при которой масло теряет свои смазывающие свойства, как это происходит в быстроходных передачах [11, 12].

Процесс заедания поверхностей разделяют на три этапа.

Первый этап — переход от контактно-гидродинамической смазки к граничной. Чем толще масляная пленка между зубьями, тем удаленнее условия работы от тех, при которых наступает заедание. В реальных условиях работы зубчатых колес исчезновение гидродинамической смазочной пленки или снижение ее толщины до опасного минимума еще не приводят к заеданию, поскольку поверхности разделяются граничной пленкой.

Второй этап — переход от граничного трения к металлическому контакту. Разрушение граничной пленки может произойти либо вследствие 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 контакт чистых металлов и наличие определенных условий приводят к схватыванию поверхностей. При дальнейшем относительном движении участки схватывания 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 в результате поверхности становятся совершенно непригодными для дальнейшей работы [12].

Анализ существующих критериев заедания. В настоящее время стандартизованного метода расчета передач собственно на заедание еще нет из-за отсутствия достаточно надежного критерия заедания. Различают два вида критериев заедания: критерии, характеризующие степень повреждения трущихся поверхностей или степень разрушения детали и расчетные критерии. Первые были описаны выше. Расчетным критерием заедания называется некоторая функция от ряда переменных параметров, влияющих на заедание. Предполагается, что когда эта функция достигнет критического значения, наступит заедание поверхностей.

Авторами проведен анализ и выполнена классификация различных критериев заедания с целью выбора расчетной зависимости для оценки задиростойкости спироидного зацепления. В результате все существующие критерии разделены на семь групп.

В первую группу определены критерии, которые представляют собой произведение силового и скорост-

ного параметров передачи. Данные критерии упрощенно можно обозначить формулой $C = p^m V_{ck}^n K$. К этой группе критериев можно отнести работы Олмена, Штрауба, Дж. Джоффина, Н.Е. Ремезовой, В.В. Менга, Милна, Лейна, Й. Ямамото, Г. Чихоса и др. Эти критерии носят эмпирический характер и различаются коэффициентами, полученными в результате исследований определенного типа передач [1, 4, 8, 11].

В большинстве предложенных различными исследователями методик для оценки заедания зубчатых передач критерием являются силовые параметры передачи: контактное напряжение σ или нагрузка в контакте Q . Эти критерии можно выделить. Ко второй группе следует отнести критерии Б. Келли, Я.Г. Кистьяна, Н.М. Алексева, И.В. Крагельского.

Данные критерии или носят эмпирический характер и применимы только для определенного типа передач, или описывают заедание на третьем этапе как зависимость (Н.М. Алексева), т. е. процессы возникновения схватывания металлов. На данном этапе процесс заедания для передач с большим скольжением, в том числе спироидной, является критическим и зачастую приводит к необратимым повреждениям звеньев передачи [1, 3, 11].

Также к этой группе можно отнести зависимость, предложенную Б.А. Лопатиным при исследовании противозадирной стойкости гиперболоидных зубчатых передач с эвольвентно-коническими колесами. Он предложил оценивать момент возникновения заедания по величине удельной нагрузки в контакте, которая рассчитывается по формуле (1) [18]:

$$w = k_s [180 + (1,25 + 2,22\zeta) V_{\Sigma}^{1,2} - 178\zeta] + 78, \quad (1)$$

где k_s — коэффициент, учитывающий влияние поперечного скольжения; ζ — коэффициент поперечного скольжения; V_{Σ} — суммарная скорость качения, m/c .

Данный критерий учитывает большое скольжение в передаче, но его недостатком является отсутствие влияния температуры в контакте — весомого фактора в передачах с большим относительным скольжением между звеньями передачи.

Третью группу составляют критерии на основе мощности, передаваемой передачей. К этой группе можно отнести зависимости Хафера, Дэвиса, Дж. Белла, А. Дайсона.

Удельная мощность трения является косвенным фактором возникновения заедания, влияющим на температуру в контакте, поэтому экспериментальные исследования не подтвердили практическую применимость данного критерия для рассматриваемых исследователями видов передач [5].

Среди отечественных исследователей оценивать заедание по мощности предложил В.Е. Богачев при анализе процессов заедания в подшипниках скольжения [11, 12].

$$P = \frac{1,6 \cdot 10^{-7} \Delta^{-\nu} H_{\mu \max} \Psi^{-1,6\nu} R_1}{0,55 \left(\frac{1}{\Phi_0} + 0,35 \right)}, \quad (2)$$

Данная методика основана на учете пластических свойств материалов и степени фрикционного упрочнения поверхностей в процессе работы. Данный критерий

применим для узлов, работающих при высоких нагрузках и низких скоростях скольжения в условиях граничной смазки.

В четвертую группу выделены критерии, основанные на времени фрикционного взаимодействия.

Одним из таких критериев является полученная Ю.Н. Дроздовым механотермовременная зависимость заедания на основе термофлуктуационного уравнения прочности Журкова [11, 12]:

$$\frac{\sigma}{\sigma_m} = \frac{\alpha T E \ln \frac{\tau}{\tau_m}}{3 \chi \sigma_m} \leq k_{кр}, \quad (3)$$

где σ — нормальное контактное напряжение, Pa ; σ_m — предел текучести материала, Pa ; α — коэффициент теплового расширения; T — абсолютная температура; E — модуль упругости; χ — коэффициент механической перегрузки; τ — время протекания процесса трения в контакте; τ_m — период колебания атомов.

Данный критерий оценивает процессы трения на третьем этапе заедания, когда происходит схватывание металлов поверхностных слоев звеньев передачи. В спироидных передачах заедание на этом этапе носит необратимый характер и ведет к катастрофическим повреждениям.

Также к этой группе относится критерий, предложенный К.Г. Березиным для оценки задиростойкости червячных передач при смазывании маслами с поверхностно-активными веществами [10]:

$$K = \frac{P_3 V_{ck} t}{\sigma}, \quad (4)$$

где P_3 — контактное давление пары трения в момент задира, Pa ; t — время от начала работы до возникновения задира, $сек$; σ — поверхностное натяжение смазочной среды.

Данный критерий является эмпирическим и требует дополнительных натурных исследований процессов заедания для определения контактного давления заедания и оптимального выбора смазочной среды и поверхностно-активных присадок, что вызывает дополнительные экономические и временные затраты при проектировании передач.

Критерии заедания, предложенные вышеперечисленными исследователями, в большинстве рассмотренных случаев являются эмпирическими формулами, полученными на основе большого числа опытных и эксплуатационных данных и пригодными только для определенного вида зубчатых передач. Данные расчетов на основе этих формул зачастую противоречат друг другу.

Наиболее же универсальными и теоретически обоснованными из всех предлагаемых являются критерии заедания, основанные на использовании теории гидродинамической смазки.

Согласно теории гидродинамической смазки температура в контакте достигает критического значения, при котором масло теряет смазывающие свойства, масляная пленка разрушается и перестает предохранять поверхности от непосредственного соприкосновения.

В качестве критерия заедания в данном случае выступает температура в контакте. Эти критерии оценивают процессы трения при переходе от граничного трения к контакту металлов поверхностей и последующему схватыванию, т. е. на втором этапе развития процесса заедания.

Одним из первых критериев, основанных на данной теории, является критерий Блока [2]. Заедание отсутствует, если выполняется условие, согласно которому суммарная температура пленки t_{Σ} в зоне контакта не превышает критическую температуру $t_{кр}$, при которой масло теряет смазывающие свойства:

$$t_{\Sigma} = t_{п} + t_{max} \leq t_{кр}, \quad (4)$$

При трении в зоне контакта возникает местная мгновенная температурная вспышка t_{max} , которая накладывается на объемную температуру тела $t_{п}$.

В червячных и спироидных передачах под температурой поверхности трения $t_{п}$ следует понимать температуру рабочего профиля зуба колеса или витка червяка. При нестационарном режиме эта температура будет переменной. При установившемся режиме она зависит от температуры масла, его количества, способа подачи, от конфигурации и размеров тел трения, объема (размеров) картера и коэффициента теплопередачи от поверхности колеса к маслу и т. д. Эта температура может быть неодинаковой в различных местах профиля зуба и переменной за оборот. Для спироидного или червячного редуктора расчет этой температуры производится при тепловом расчете передачи.

Мгновенная температурная вспышка по Блоку зависит от физико-механических свойств материалов, передачи и масла и может быть определена экспериментальным путем.

В дальнейшем большинство исследователей опирались в своих исследованиях процесса заедания на критерий Блока, повышая точность расчетов как температуры поверхностей трения, так и температуры мгновенной вспышки.

Ю.Н. Дроздов в своих работах предложил критерий заедания, основанный на оценке контактной температуры в дискретных пятнах касания [15]:

$$\frac{0,39 f \sqrt[4]{q v_{ск}}}{\left(\sqrt{\lambda_1 \rho_1 c_1 v_1} + \sqrt{\lambda_2 \rho_2 c_2 v_2} \right) \sqrt[4]{R_{пр} (\eta_1 + \eta_2)}} < 1, \quad (5)$$

где λ_i — коэффициент теплопроводности материала, Вт/(м·К); ρ_i — плотность материала поверхности трения; c_i — удельная теплоемкость материала поверхности трения; $R_{пр}$ — приведенный радиус кривизны; η_i — упругие постоянные материалов тел.

Группой исследователей под руководством Р.М. Матвеевского исследована зависимость процесса возникновения заедания по температурному критерию Блока от состава масла, в том числе при применении различных противозадирных присадок. По Матвеевскому, мгновенная температура вспышки зависит от удельной нагрузки в контакте, коэффициента трения, скорости скольжения и приведенного радиуса кривизны, а температура поверхности трения принималась

равной температуре поверхности зуба шестерни, измеряемой в процессе эксперимента.

$$t_{\Sigma} = t_n + \frac{1,85 f \sqrt[4]{q^3 v_{ск}}}{\sqrt[4]{R_{пр}}} < 1, \quad (6)$$

В процессе проведения экспериментов осуществлено сравнение некоторых масел с присадками и минеральных масел по способности предотвращать возникновение заедания. Температуры, при которых наступало заедание поверхностей, были в 2–2,5 раза выше расчетных.

Также на основе температурного критерия Блока В.В. Шульц в своей работе предложил методику для расчета червячных передач на заедание [23]:

$$t_{\Sigma} = t_m + \frac{F_{2n} f n_1}{\lambda_1 + \lambda_2} \left(\frac{2\theta}{\pi} + \frac{a_w}{u_{12} m \sqrt{q}} \right) \sqrt[4]{\frac{\chi \cdot 10^3}{2bV_{\Sigma}}}, \quad (7)$$

где t_m — температура масла, К; n_1 — частота вращения червяка, об/мин; a_w — межосевое расстояние, мм; q — коэффициент диаметра червяка; m — модуль передачи; u_{12} — передаточное отношение передачи; θ — максимальная безразмерная мгновенная температура; χ — коэффициент температуропроводности материала колеса, м²/с; F_{2n} — нормальная сила в зацеплении, Н.

Вследствие того, что данная методика учитывает геометрические параметры червячной передачи, она применима только для расчета этого вида передач. В случае спироидных передач, где более высокий, в сравнении с червячными, коэффициент перекрытия, данная методика требует корректировки и экспериментальных исследований.

Все критерии, в основе которых лежит определение температуры в контакте, можно выделить в пятую группу. Одним из недостатков данного критерия является сложность в определении температуры наступления заедания для различных масел. При использовании специальных противозадирных присадок температура возникновения заедания становится выше критической, при которой разрушается масляная пленка. Согласно исследованиям Р.М. Матвеевского, Д. Климанна, температура заедания может превышать критическую более чем в два раза [14, 19]. Для масел на минеральной основе без применения противозадирных присадок температура заедания близка к критической, на 5–10 % ниже температуры вспышки, при которой в масле выгорают легковесные частицы [14].

Также на основе контактно-гидродинамической теории смазки был получен еще ряд зависимостей, выделенных авторами в шестую группу, где в качестве критерия выступала толщина масляной пленки. Данные критерии основаны на предположении, что под действием высоких нагрузок масляная пленка будет разрушаться при температуре ниже критической, при которой масло теряет смазывающие свойства.

Основой для этих критериев служат работы В.Ф. Решикова, Ю.Н. Дроздова и Д.С. Коднира, посвященные контактной гидродинамике смазки, рассматривающей зависимости для расчета толщины масляной пленки в контакте [16]. На основе этой формулы груп-

пой исследователей во главе с Е.Е. Финкиным был предложен критерий заедания [11]:

$$h = 3,17 \cdot 10^6 \alpha^{0,6} g^{-0,15} \rho^{0,4} (\mu_0 V_\Sigma)^{0,75}, \quad (8)$$

Толщина масляной пленки h зависит от кривизны поверхности ρ , вязкости масла μ_0 и скорости скольжения V_Σ .

Позже Ю.Н. Дроздовым и Г.И. Туманишвили был предложен метод расчета критерия заедания по предельной толщине смазочного слоя, соответствующей началу заедания [15]:

$$k \left[\frac{R_{np}}{\sqrt{R_{a1}^2 + R_{a2}^2}} \right] \left(\frac{\mu_0 V_\Sigma}{N_n} \right)^{0,7} \left(\frac{N_n \beta}{R_{np}} \right)^{0,6} \left(\frac{\lambda}{\alpha \mu_0 v_{a1}^2 Pe_{1,2}^\chi} \right)^e \leq 1 \quad (9)$$

Этот критерий состоит из четырех комплексов, учитывающих макро- и микрогеометрию контактирующих тел, несущую способность контакта, деформируемость контактных тел, а также тепловой режим контакта.

Критерии, в основе которых лежит определение толщины смазочного слоя, применимы только для тяжело нагруженных пар трения, где нагрузка достаточно высока, чтобы разрушить масляную пленку. Одной из особенностей спироидных передач является высокая скорость скольжения между элементами пары при низкой нагрузке по сравнению с цилиндрическими зубчатыми передачами.

В последнее время широкое распространение получили критерии, выделенные нами в седьмую группу. Они основаны на энергетическом подходе, согласно которому заедание зависит от количества энергии адгезии и молекулярного взаимодействия поверхностных слоев материалов пары трения.

Один из таких критериев предложен в работе П.В. Тихомирова и основан на представлениях о физических и химических процессах разрушения адсорбированных молекул, окисных пленок и активации поверхности [22]:

$$C = \frac{E_a}{kRT \ln \left(\frac{d_n v_0}{V_{ck}} \right)} \leq 1, \quad (10)$$

где k — коэффициент, учитывающий влияние смазочного материала и поверхностное взаимодействие; d_n — диаметр пятна контакта; v_0 — частота колебаний узла решетки твердого тела; E_a — энергия десорбции твердого тела, $\kappa Дж/моль$; T — абсолютная температура, K .

Схватывание поверхностей произойдет, когда время взаимодействия фрикционной связи превышает суммарное время, требуемое на разрушение защитной пленки и активацию поверхности.

По теории, предложенной М.В. Мусохрановым, в качестве критерия заедания выступает энергия адгезии, которая равна сумме поверхностной энергии тела a , тела b и межфазной поверхностной энергии [20]:

$$W_{12} = \gamma_1 + \gamma_2 - \gamma_{12}, \quad (11)$$

где γ_1 , γ_2 , γ_{12} — соответственно поверхностная энергия тела a , тела b и межфазная поверхностная энергия.

Данная группа критериев применима для анализа процесса заедания на третьей стадии, когда происходит

непосредственный контакт металлов поверхностей, и образуются узлы схватывания. В спироидных передачах вследствие большого скольжения и высоких температур достижение процесса заедания на этой стадии приводит к катастрофическому износу и прекращению относительного движения звеньев. Звенья передачи не подлежат восстановлению и нуждаются в полной замене.

По результатам проведенного анализа критериев заедания установлено, что каждый из них применим как для определенного вида передач, так и для определенной стадии развития процесса заедания. На наш взгляд, наиболее теоретически обоснованными и потенциально применимыми для других типов передач, в том числе и спироидных, являются критерии, которые базируются на выводах из температурного уравнения Блока или контактно-гидродинамической теории смазки.

Определение критерия заедания для спироидного зацепления. Исследователи выделяют два вида заедания: горячее и холодное [12]. Первое происходит вследствие высоких температур масляной пленки, второе — при низких температурах и разрыве масляной пленки вследствие высоких нагрузок. Фактор нагрузочной способности пленки игнорируется большинством критериев в связи с малым влиянием на сопротивляемость зубчатых передач заеданию. В спироидных передачах, в связи со специфичностью расположения зоны зацепления, условия для затягивания масла в контакт звеньев в разы лучше, что существенно повышает влияние нагрузочной способности масла на задиристость [6, 7].

Для последующего проведения эксперимента необходимо сформулировать зависимость критерия заедания от наиболее значимых факторов, выделенных при помощи метода экспертных оценок [9], в общем виде:

$$Cr = f(q; f; V_{ck}; V_\Sigma; T), \quad (12)$$

Температура масляной пленки в контакте определена по критерию Блока (4).

Температура поверхностей трения незначительно отличается от температуры масла в редукторе, и при расчетах эти температуры принимаются равными. Температура масла в редукторе зависит от мощности, передаваемой передачей, ее КПД, режима работы, площади поверхности охлаждения, материала корпуса редуктора и температуры окружающего воздуха. Для спироидного редуктора температуру масла можно определить по формуле, исходя из мощности сил трения и коэффициентов отдачи тепла от масла в корпус редуктора:

$$t_n = t_m = \frac{P_1(1 - \eta_{12})10^3}{K_{ПВ}KA(1 + \psi)} + t_a, \quad (13)$$

где P_1 — мощность, подводимая к валу червяка, $\kappa Вт$; η_{12} — КПД передачи при ведущем червяке; $K_{ПВ}$ — коэффициент режима работы; K — коэффициент теплопередачи корпуса редуктора, $Вт/(м^2 \cdot ^\circ C)$; A — площадь поверхности охлаждения корпуса редуктора, $м^2$; ψ — коэффициент, учитывающий теплоотвод в опорную плиту или раму; t_a — температура окружающего воздуха.

Мгновенная температура определяется согласно условию распределения температур в термическом контакте при локальном трении. Согласно работе профес-

сора М.В. Коровчинского «Основы термического контакта при локальном трении», 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 [17].

А в связи с пропорциональностью температуры вспышки ньютоновскому потенциалу В.В. Шульц в своей работе «Температура поверхности фрикционного кольца» вывел прямо пропорциональную зависимость температурной вспышки от удельной мощности трения [23]:

$$P_{mp} = qf v_{ск}, \quad (14)$$

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

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

$$t_{max} = \frac{qf v_{ск}}{\lambda_1 + \lambda_2}, \quad (15)$$

где λ_1, λ_2 — удельная теплопроводность материала звеньев пары, $Вт/(м \cdot K)$.

Разделив обе величины на температуру t_{max} и выразив ее из (4), мы получили безразмерный критерий, оценивающий влияние температуры на заедание поверхностей:

$$Cr_1 = \frac{qf v_{ск}}{(t_{кр} - t_m)(\lambda_1 + \lambda_2)}, \quad (16)$$

Ниже приведен анализ размерностей величин, составляющих критерий Cr_1 :

$$Cr_1 = \frac{H/м \cdot м/с}{(K - K)Вт/(м \cdot K)} = 1. \quad (17)$$

Помимо температурного фактора, на толщину масляной пленки также оказывают влияние кинематические и кинетостатические факторы, а именно 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 в контакте. В спиройдной передаче масло в контакт образцов затягивается с суммарной скоростью качения, равной сумме окружных скоростей звеньев передачи. В соответствии с этим составлен второй критерий, оценивающий кинематические параметры масляной пленки:

$$Cr_2 = \frac{q}{v_{\Sigma} \eta}, \quad (18)$$

где v_{Σ} — суммарная скорость качения, $Вт/(м \cdot K)$; η — динамическая вязкость жидкости, $Па \cdot с$.

Поскольку в каталогах и свободном доступе приводятся сведения о кинематической вязкости и вязкостно-температурные характеристики масел, в (18) подставим

зависимость кинематической вязкости μ_0 масла от динамической η :

$$\eta = \rho \mu_0, \quad (19)$$

где μ_0 — кинематическая вязкость, $м^2/с$; ρ — удельная плотность жидкости, $кг/м^3$.

$$Cr_2 = \frac{q}{v_{\Sigma} \rho \mu_0}. \quad (20)$$

Ниже приведен анализ размерностей величин, составляющих критерий Cr_2 .

$$Cr_2 = \frac{H/м}{м/с \cdot кг/м^3 \cdot м^2/с} = 1. \quad (21)$$

Согласно первой теореме подобия, умножаем критерии 16 и 20. Поскольку степень влияния каждого фактора на начало процесса заедания неизвестна, согласно второй теореме подобия, возведем критерии в степени a и b [13]:

$$Cr = \left(\frac{qf v_{ск}}{(t_{кр} - t_m)(\lambda_1 + \lambda_2)} \right)^a \left(\frac{q}{v_{\Sigma} \rho \mu_0} \right)^b \leq [Cr], \quad (22)$$

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

Предложенный критерий работает на втором этапе развития процесса заедания поверхностей и учитывает два ключевых комплекса факторов:

- температурный, учитывающий влияние температуры масла на толщину масляной пленки в контакте;
- гидродинамический, учитывающий влияние несущей способности масляной пленки и физические свойства масла.

Предлагаемый безразмерный критерий является критерием не только заедания, но и подобия, так как в комплексе учитывает все значимые факторы процесса. Критерий подобия, в свою очередь, расширяет возможности моделирования процесса при физическом или математическом моделировании.

Выводы

Авторами проведен анализ существующих критериев заедания для различных узлов трения. Установлено, что наиболее теоретически обоснованными и потенциально применимыми для других типов передач, в том числе спиройдных, являются критерии, которые базируются на выводах из температурного уравнения Блока или контактно-гидродинамической теории смазки.

На основе факторного анализа предложен безразмерный критерий заедания для спиройдного зацепления, который позволяет еще на стадии проектирования определить комбинацию факторов, при которых процесс заедания будет достигать критической стадии.

Литература

1. Bell J.C., Dyson A. The effect of some operation factors on the scuffing of hardened steel discs // Second symposium on elasto-hydrodynamic lubrication, leeds (England). 1972. Apr. Par. 11/72. P. 87–92.
2. Block 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.

3. Crook A.W., Shotter B.A. Some scuffing experiments in disk machine // Proc. instn. mech. engrs. 1957. Vol. 171.
4. Czichos H., Kirschke K. Investigation into film failure of lubricated concentrated contracts // Wear. 1974. Vol. 20, № 1. 95 p.
5. Davis A.W. Marine reduction gearing // Proc. JME. 1956. Vol. 170, № 16. P. 477-498.
6. ITW Spiroid // Spiroid Gearing Design Manual. – Illinois Tool Works, 1986. № 6.
7. Nelson W.D. Spiroid gearing // Machine design. 1961. № 5. P. 163-171.
8. Yamamoto J. On scuffing condition under rolling - sliding contact in case of refined 0.45% carbon steel // Bul. JSME. 1985. Vol. 28, № 237. P. 525-528.
9. Коваленко Р.К., Анферов В.Н. Результаты исследования заедания в спиридной передаче // Вестн. ИжГТУ им. М.Т. Калашникова. 2017. Т. 20, № 1. С. 17-20.
10. Березин К.Г. Повышение задиростойкости фрикционного контакта червячной пары трения: автореф. дис. ... канд. техн. наук. Иваново, 2012. 23 с.
11. Генкин М.Д., Кузьмин Н.Ф., Мишарин Ю.А. Вопросы заедания зубчатых колес. М.: Изд-во АН СССР, 1959. 296 с.
12. Голего Н.Л. Схватывание в машинах и методы его устранения. Киев: Техника, 1965. 231 с.
13. Евдокимов Ю.А., Гудима В.В., Щербakov А.В. Основы теории инженерного эксперимента. Ч. 1. Методы математического планирования эксперимента: Ростов н/Д: Изд-во РГУПС, 1994. 83 с.
14. Климанн Д. Смазки и родственные продукты. Синтез. Свойства. Применение. Международные стандарты: пер. с англ. М.: Химия, 1988. 488 с.
15. Когаев В.П., Дроздов Ю.Н. Прочность и износостойкость деталей машин. М.: Высш. школа, 1991. 319 с.
16. Коднир Д. С. Контактная гидродинамика смазки деталей машин. М.: Машиностроение, 1976. 304 с.
17. Коровчинский М.В. Основы теории термического контакта при локальном трении // Новое в теории трения: сб. ст. М.: Наука, 1966. № 11. С. 23-26.
18. Лопатин Б.А. О выборе критерия заедания пространственных зубчатых передач // Совершенствование конструкций машин и методов обработки деталей. Челябинск, 1978. № 215. С. 14-18.
19. Матвеевский Р.М., Буяновский И.А., Лазовская О.В. Прогноз задирыстойкости смазочных сред при трении в режиме граничной смазки. М.: Наука, 1978. 198 с.
20. Мусохранов М.В., Антонюк Ф.И., Калмыков В.В. Поверхностная энергия и процесс схватывания контактирующих поверхностей [Электронный ресурс] // Наука и Образование. МГТУ им. Н. Э. Баумана. 2014. № 11. С. 45-51.
21. Петрусевич А.И. Основные выводы из контактно-гидродинамической теории смазки // Изв. акад. наук СССР. Отд-ние техн. наук. 1951. № 2. С. 209-223.
22. Тихомиров П.В. Оценка заедания зубчатых колес // Актуальные проблемы лесного комплекса: сб. науч. тр. по итогам междунар. науч.-технической конф. / БГИТА. Брянск, 2005. Вып. 11. С. 61-65.
23. Шульц В.В. Температура поверхности фрикционного кольца // Надежность и долговечность машин: сб. науч. тр. ин-та ЛИСИ. Л., 1973. Вып. 79. С. 50-58.
- tohydrodynamic lubrication, leeds (England). 1972. Apr. Par. 11/72. P. 87-92.
2. Block 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.
3. Crook A.W., Shotter V.A. Some scuffing experiments in disk machine // Proc. instn. mech. engrs. 1957. Vol. 171.
4. Czichos H., Kirschke K. Investigation into film failure of lubricated concentrated contracts // Wear. 1974. Vol. 20, № 1. 95 p.
5. Davis A.W. Marine reduction gearing // Proc. JME. 1956. Vol. 170, № 16. P. 477-498.
6. ITW Spiroid // Spiroid Gearing Design Manual. - Illinois Tool Works, 1986. № 6.
7. Nelson W.D. Spiroid gearing // Machine design. 1961. № 5. P. 163-171.
8. Yamamoto J. On scuffing condition under rolling - sliding contact in case of refined 0.45% carbon steel // Bul. JSME. 1985. Vol. 28, № 237. P. 525-528.
9. Kovalenko R.K., Anferov V.N. Results of Investigating the Scuffing in Spiroid Gears // Bulletin of Kalashnikov ISTU. 2017. T. 20, № 1. P. 17-20.
10. Berezin K.G. Increase the resistance to scoring of the friction contact of worm gear pair of friction: avtoref. dis. ... kand. tekhn. nauk. Ivanovo, 2012. 23 p.
11. Genkin M.D., Kuz'min N.F., Misharin Yu.A. Problems of jamming of gears. M.: Izd-vo AN SSSR, 1959. 296 p.
12. Golego N.L. Grasp in machines and methods of its elimination. Kiev: Tekhnika, 1965. 231 p.
13. Evdokimov Yu.A., V.V. Gudima, Shcherbakov. A.V. Fundamentals of the theory of engineering experiment. Part 1. Methods of mathematical experiment planning: Rostov n/D: Izd-vo RGUPS, 1994. 83 p.
14. Klimann D. Lubricants and related products. Synthesis. Properties. Application. International standards Smazki i rodstvnyye produkty. Sintez. Svoistva. Primenenie. Mezhdunarodnye standarty per. s angl. M.: Khimiya, 1988. 488 p.
15. Kogaev V.P., Drozdov Yu.N. Strength and wear resistance of machine parts. M.: Vyssh. shkola, 1991. 319 p.
16. Kodnir D.S. Contact hydrodynamics of lubrication of machine parts. M.: Mashinostroenie, 1976. 304 p.
17. Korovchinskii M.V. Basics of the theory of thermal contact for local friction // Novoe v teorii treniya: sb. st. M.: Nauka, 1966. № 11. P. 23-26.
18. Lopatin B.A. On the choice of the criterion of jamming spatial gears // Sovershenstvovanie konstruktssii mashin i metodov obrabotki detalei. Chelyabinsk, 1978. № 215. P. 14-18.
19. Matveevskii R.M., Buyanovskii I.A., Lazovskaya O.V. Anti-seize resistance of lubricating media for friction in the boundary lubrication mode. M.: Nauka, 1978. 198 p.
20. Musokhranov M.V., Antonyuk F.I. Kalmykov V.V. Surface energy and the process of setting the contacting surfaces [Elektronnyi resurs] // Science and Education of Bauman MSTU. 2014. № 11. P. 45-51.
21. Petrusevich A.I. The main conclusions from the contact-hydrodynamic theory of lubrication // Izv. akad. nauk SSSR. Otd-nie tekhn. nauk. 1951. № 2. P. 209-223.
22. Tikhomirov P.V. Estimation of jamming gears // Aktual'nye problemy lesnogo kompleksa: sb. nauch. tr. po itogam mezhdunar. nauch.-tekhnicheskoi konf. / BGITA. Bryansk, 2005. Vyp. 11. P. 61-65.
23. Shul'ts V.V. The surface temperature of the friction ring // Nadezhnost' i dolgovechnost' mashin: sb. nauch. tr. in-ta LISI. L., 1973. Vyp. 79. P. 50-58.

References

1. Bell J.C., Dyson A. The effect of some operation factors on the scuffing of hardened steel discs // Second symposium on elas-