УДК 621.89.017

АНАЛИЗ ВЛИЯНИЯ СМАЗОЧНОГО МАТЕРИАЛА НА КОНТАКТНОЕ ВЗАИМОДЕЙСТВИЕ И НЕЛИНЕЙНЫЕ КОЛЕБАНИЯ В ЭВОЛЬВЕНТНЫХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧАХ

С.А. Поляков^{1,2}, Е.М. Кулешова¹, Л.И. Куксенова^{2,1}

¹МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Россия

²ИМАШ РАН им. А.А. Благонравова РАН, Москва, Россия

lkukc@mail.ru

Аннотация: В статье рассмотрен процесс формирования колебаний в эвольвентных зубчатых передачах (ЭЗП). Выявлена зависимость амплитуды колебаний вращающего момента на быстроходном валу ЭЗП от вида смазочного материала. Рассчитан ресурс передачи, с учетом скорости роста коэффициента динамичности. Получено физическое объяснение зависимости КПД передачи от антифрикционных свойств смазочного материала.

Ключевые слова: эвольвентные зубчатые передачи, изнашивание, ресурс передачи, коэффициент динамичности.

ANALYSIS OF THE INFLUENCE OF LUBRICANT ON CONTACT INTERACTION AND NONLINEAR VIBRATIONS IN INVOLUTE GEARS

S.A. Polyakov^{1,2}, E.M. Kuleshova¹, L.I. Kuksenova^{2,1}

¹Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russia

²IMASH RAN, Moscow, Russia

lkukc@mail.ru

Abstract. The article considers the process of oscillation formation in involute gears. The dependence of the amplitude of the torque fluctuations on the high-speed involute gears shaft on the type of lubricant is revealed. The transmission resource is calculated, taking into account the rate of growth of the dynamic coefficient. A physical explanation of the dependence of the transmission efficiency on the antifriction properties of the lubricant is obtained.

Key words: involute gear, wear, gear transmission resource, dynamic coefficient.

Введение. Основной расчет для оценки ресурса зубчатых передач, который предлагается делать в канонической литературе [1] — это расчет на контактную усталость. Тем не менее, как показывают и практика, и расчеты [2], ограничение ресурса этих передач может происходить также и вследствие изнашивания. При этом износ приводит к изменению формы зубьев, увеличению зазоров и существенному ухудшению динамических показателей передачи. Поэтому рассмотрение ЭЗП на предмет износостойкости является актуальной задачей.

Целью работы является определение динамических показателей ЭЗП для оценки причин изнашивания и его допустимых пределов при использовании разных составов смазочных материалов.

Взаимосвязь ресурса ЭЗП и показателей динамичности. Оценить ресурс ЭЗП по критерию изнашивания можно, используя формулу [3]

$$T = \frac{h_{\text{lim}}}{\left(\Delta h_1 + \frac{\Delta h_2}{U} \right) v},$$

где h_{lim} – предельно допустимый износ, U – передаточное отношение

$$U = \frac{z_2}{z_1},$$

где z_1, z_2 — числа зубьев шестерни и колеса; v – частота оборотов на валу;

$\Delta h_1, \Delta h_2$ — величины износов

$$\Delta h_1 = 2a\lambda_1 J C_n,$$

$$\Delta h_2 = 2a\lambda_2 J C_n,$$

где J — интенсивность изнашивания, C_n — коэффициент, учитывающий эллиптический закон распределения контактного давления по площадке контакта, λ_1, λ_2 — удельные скольжения

$$\lambda_1 = \left[\frac{\rho_2}{\rho_1} \frac{z_1}{z_2} - 1 \right], \lambda_2 = \left[\frac{\rho_1}{\rho_2} \frac{z_2}{z_1} - 1 \right],$$

где ρ_1, ρ_2 — радиусы кривизны эвольвент в точке контакта

$$\rho_1 = \frac{d_1}{2} \cos(\alpha) \operatorname{tg}(\alpha_{\text{tw}}), \rho_2 = \frac{d_2}{2} \cos(\alpha) \operatorname{tg}(\alpha_{\text{tw}}),$$

где $\alpha, \alpha_{\text{tw}}$ — угол зацепления в сечении, нормальном к направлению зуба, d_1, d_2 — делительные диаметры зубчатых колес.

$$d_1 = z_1 m, d_2 = z_2 m,$$

где m — модуль, a — полуширина площадки контакта

$$a = 1,522 \cdot \sqrt{\frac{q_n \cdot \rho_{np}}{E_{np}}},$$

E_{np} — приведенный модуль упругости материалов зубчатых колес

$$E_{np} = \frac{2E_1 E_2}{E_1 + E_2},$$

где E_1, E_2 — модули упругости каждого зубчатого колеса, ρ_{np} — приведенный радиус кривизны эвольвент в точке контакта

$$\rho_n = \frac{\rho_1 \rho_2}{\rho_1 + \rho_2},$$

q_n — нормальная нагрузка на единицу контактной длины

$$q_n = K \frac{F}{l_\Sigma},$$

где K — коэффициент нагрузки, включающий в себя внешнюю динамическую нагрузку, внутреннюю динамическую нагрузку, неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий, распределение нагрузки между зубьями, F — окружная сила на колесе, l_Σ — суммарная длина контактной линии.

Среди перечисленных величин ключевой является величина предельно допустимого износа h_{lim} , в отношении которого для ЭЗП отсутствуют методические основания по выбору конкретного значения этой величины. Данная величина ограничивается ростом коэффициента динамичности K_d , который традиционно используется для оценки динамичности приводов. Коэффициента динамичности зависит при прочих равных условиях от зазора в зацеплении, что связано с процессом изнашивания практически линейно. В данной работе будет показано как введение пленкообразующей добавки к смазочному материалу влияет на изменение зависимости коэффициента динамичности от нагрузки. Коэффициент динамичности, в соответствии с [1] можно определить по формуле

$$K_d = 1 + \Delta T / T_n = 1 + (C_f / T_n) \sum A_i, \quad (1)$$

где T_n — номинальный момент, ΔT — превышение номинального момента, C_f — коэффициент крутильной жесткости передачи, A_i — амплитуды крутильных колебаний передачи. Традиционное понимание данной величины состоит в том, что приращение вращающего момента ΔT возникает в результате изменения внешней нагрузки. Однако подобная перегрузка, должна, как правило, рассматриваться как случайное кратковременное отклонение, а номинальный момент должен выбираться как максимально допустимый длительно действующий.

Вариации момента могут возникать в силу изменений внутренней динамики привода.

Как показывают исследования [4], основной причиной внутренней динамичности зубчатых передач являются контактные процессы в зацеплении, которые могут вызвать процесс автоколебаний. В связи с этим, наибольший интерес представляет поведение вращающего момента на быстроходном валу, который играет роль силы трения по отношению к тормозному моменту. Динамика вращающего момента на быстроходном валу будет существенно зависеть от силы трения в контакте, то есть от внутренней динамичности передачи.

Показатель динамичности для быстроходного вала предложен в [4], его можно ввести в виде коэффициента прироста динамичности быстроходного вала, представив как

$$K_d = 1 + \Delta T_{\partial} / T_{\partial}, \quad (2)$$

где ΔT_{∂} — абсолютное значение прироста момента T_{∂} в процессе колебаний, которое как было показано в [4] формируется преимущественно за счет автоколебаний, соотнесенное с величиной $T_{тор}$, которое является текущим значением тормозного (нагружающего) момента на достигнутой ступени нагружения. Формула (2) является обобщением (1) на случай изменяющегося значения тормозного момента и показывает, как амплитуда колебаний

может изменяться в связи с ростом тормозного момента, в том числе, в случае превышения номинального момента. Предложение данной формулы связано с явлением автоколебаний, которые возникают и могут увеличиваться в связи ростом силы трения в контакте передачи, обусловленном ростом тормозного момента. Как было показано при исследовании автоколебаний [5], для анализа амплитудно-частотной характеристики (АЧХ) удобно использовать метод быстрого преобразования Фурье. Использование значения относительной амплитуды (ΔT_{ed} , %), определяющей значение коэффициента динамичности быстроходного вала по формуле (1), позволяет не только оценить динамичность передачи с разными смазочными материалами, но и ранжировать эти материалы по их противозадирному действию в зависимости от величины нагружающего момента, задав предельное значение коэффициента динамичности.

Для оценки динамичности передачи была использована установка, изображенная на рис.1 [6]. Схема станда с названиями его функциональных элементов приведена на рис. 2.

Рис. 1. Фотография станда для определения КПД многоступенчатой зубчатой передачи.

Рис. 2. Схематичное изображение испытательного станда:

1,2,3,4 — опоры с подшипниками; 5,11 — вал, 6 — электродвигатель, 7,9 — соединительные муфты; 8 — многоступенчатая зубчатая передача; 10 — порошковый электротормоз; 12,13 — датчики для определения крутящего момента.

В станине данного станда имеются тумблеры и регулировки для электромотора и тормоза. Скорость вращения электромотора можно изменять, также, как и силу торможения. Вал электродвигателя закреплен в опорах с подшипниками качения, что позволяет определять

вращательный момент, который передается на упругий элемент закрепленный отдельно. Электродвигатель соединен с передачей посредством муфты. Многоступенчатая передача расположена в отдельном закрытом корпусе с прозрачной съемной крышкой. Каждое из семи зубчатых колес закреплено в корпусе на отдельном подшипнике. Передача соединяется с тормозом через муфту. Вал тормоза закреплен в корпусе на подшипниках качения и зафиксирован упругим элементом. Эксперименты на данном стенде проводились путем изменения нагрузки на передачу с последующим определением вращающих моментов на электродвигателе и тормозе.

Таким образом, были получены распределения амплитуды колебаний момента быстроходного вала по частотам колебаний при использовании разных масел рис. (3–4).

Рис. 3. Зависимость амплитуды колебаний момента быстроходного вала ЭЗП передачи от частоты при использовании минерального масла: при $T_{тор} = 2 \text{ Н*м}$ (а); при $T_{тор} = 4 \text{ Н*м}$ (б).

Рис. 4. Зависимость амплитуды колебаний момента быстроходного вала ЭЗП передачи от частоты при использовании минерального масла с добавкой «Стрибойл» : при $T_{тор} = 2 \text{ Н*м}$ (а); при $T_{тор} = 4 \text{ Н*м}$ (б).

Анализ зависимости амплитуды колебаний момента на быстроходном валу от тормозного момента позволяет построить график, представленный на рис. 5.

Рис. 5. Анализ зависимости амплитуды колебаний момента на быстроходном валу от тормозного момента. $T'_{эд} = \frac{T_{\max}}{T_{эд}} * 100\%$, где $T_{\max}$ соответствует максимальному значению размаха колебания момента на рис.(1 – 4).

Из графика видно, во-первых, что по мере роста тормозного момента величина момента на быстроходном валу, выраженная в относительных единицах, растет. Т.к. эта величина соответствует силе трения, данное явление согласуется с диаграммой Герси – Штрибека (коэффициент трения скольжения в условиях граничной смазки с ростом нагрузки растет экспоненциально). Во-вторых, по мере повышения антифрикционных свойств смазочного материала величина амплитуды $T_{эд}$ уменьшается, таким образом, в соответствии с формулой (2), происходит и снижение коэффициента динамичности быстроходного вала, что, в свою очередь, приводит к повышению величины предельно допустимого износа и к увеличению ресурса по критерию изнашивания.

Данные, представленные на рис. 5 позволяют построить аналитические зависимости K_d от нагрузки (рис. 6).

Рис. 6. Зависимость коэффициента динамичности быстроходного вала от тормозного момента.

Результаты расчета ресурса ЭЗП и их обсуждение. Используя зависимости, изображенные на рис. 6, можно посчитать ресурс ЭЗП, учитывая рост коэффициента динамичности. В связи с тем, что величина предельно допустимого износа изменяется обратно пропорционально росту K_d , предложенная зависимость имеет вид

$$T = \frac{h_{\lim}}{\left(\Delta h_1 + \frac{\Delta h_2}{U}\right) v K_d}$$

Приведем примеры расчета ресурса ЭЗП при значении тормозного момента 2,47 Н*м по стандартной методике и по методике, учитывающей рост K_d при использовании минерального масла с добавкой «Стрибойл» и без добавки. Типичные значения параметров ЭЗП: число зубьев $z_1=20$; $z_2=66$; модуль $m=1,5$; $h_{\lim}=0,6*m=0,6*1,5=0,9$ мм. Интенсивность изнашивания при использовании минерального масла $J=10^{-8}$, при использовании добавки — $J=10^{-10}$. Результаты расчетов показаны в табл. 1.

Таблица 1

Значения ресурса ЭЗП.

Расчетная формула	Т, час (минеральное масло)	Т, час (минеральное масло с добавкой «Стрибойл»)
$T = \frac{h_{\lim}}{\left(\Delta h_1 + \frac{\Delta h_2}{U}\right) v}$	3453	345300
$T = \frac{h_{\lim}}{\left(\Delta h_1 + \frac{\Delta h_2}{U}\right) v K_d}$	2302	265615

Как видно из расчетов, значения ресурса при использовании разных методик отличаются. По методике, учитывающей изменение скорости роста коэффициента динамичности, фактическое значение ресурса получается несколько ниже, чем по стандартной методике. Без использования пленкообразующей добавки, величина ресурса получается низкой, и может не соответствовать нормативным требованиям, т.к. для подобных передач ресурс обычно составляет не менее 10 тыс. часов. В то время как введение добавки приводит к его многократному увеличению. Это объясняется тем, что рост K_d приводит к пропорциональному увеличению фактической нагрузки, следовательно, и к увеличению интенсивности изнашивания. Имеется в виду, например, если значение действующей нагрузки составляет 200 МПа, а коэффициент динамичности $K_d=1,4$, то фактическое значение нагрузки будет равно 280 МПа.

Данное явление можно связать с уменьшением потерь мощности и, соответственно, с увеличением КПД передачи.

В зубчатом зацеплении с ростом нагрузки влияние тангенциального проскальзывания и трения скольжения в зацеплении увеличивается [7], соответственно большее количество полезной работы уходит на преодоление сил трения, что выражается соотношением

$$\eta = 1 - f\left(\frac{\Delta L}{l}\right),$$

где ΔL — суммарный путь трения зуба колеса; l — длина активного участка линии зацепления; f — коэффициент трения скольжения. Величина l определяется геометрическими параметрами зацепления, поэтому для данного зацепления она остается постоянной при изменении нагрузки. В то же время величина ΔL определяется составляющими пути трения Δl_i на i -ых участках проскальзывания

$$\Delta L = \int \Delta l_i(x) dx,$$

$$\Delta l_i = 2a\lambda,$$

где a — половина размера площадки контакта

$$a = 1,128 \sqrt{(q_n ER)},$$

где q_n — нормальная нагрузка на единицу длины по ширине зуба и линейно зависит от тормозного момента на выходе передачи; E — приведенный модуль упругости; R — приведенный радиус кривизны контактирующих поверхностей, а величина λ — коэффициент скольжения $\lambda = (r_2 z_1 / r_1 z_2) - 1$, где r_2, r_1 — радиусы кривизны эвольвент зубчатых колес в точке сопряжения зубьев; z_1, z_2 — числа зубьев у шестерни и колеса.

Очевидно, что с ростом приложенного на выходе редуктора тормозного момента увеличивается нормальная к поверхности зуба сила, соответственно возрастают максимальное контактное давление и размер площадки контакта зубьев a . Это приводит к увеличению путей трения в контакте ΔL , коэффициента трения (поскольку все происходит в условиях граничной смазки) и в результате — суммарной работы сил трения, как следствие, к снижению КПД зубчатой передачи.

В работе [6] проводилось два эксперимента по определению КПД многоступенчатой зубчатой передачи. Первый эксперимент — построение зависимости КПД от тормозного момента при смазывании передачи минеральным маслом. Второй эксперимент проводился по аналогичной методике, но смазывание осуществлялось с использованием антифрикционной добавки «Стрибойл».

Как показывают результаты эксперимента, проведенного в работе [6] изменение качества смазочного материала существенно влияет на физико-химическое состояние трущихся поверхностей и, соответственно, на зависимость КПД от нагружающего момента. Применение модифицированных смазочных материалов приводит к существенному снижению коэффициента трения и, соответственно, к повышению КПД передачи.

Выводы

1. Установлено влияние вида смазочного материала на амплитуду $T_{\omega 0}$ колебаний вращающего момента на быстроходном валу ЭЗП.
2. Показано, что по мере повышения антифрикционных свойств смазочного материала величина амплитуды $T_{\omega 0}$ уменьшается, что ведет к уменьшению K_d и, соответственно, к росту ресурса ЭЗП по критерию изнашивания, что подтверждается расчетами.
3. Уменьшение амплитуды $T_{\omega 0}$ также приводит к уменьшению потерь мощности на автоколебания и, соответственно, увеличивает КПД передачи, что подтверждается ранее опубликованными материалами [7], и дает физическое объяснение эффекту повышения КПД ЭЗП.

Список литературы

1. Детали машин. Под ред. О.А. Ряховского. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2014.- 520 с.
2. Павлов В.Г., Ряховский О.А. Расчетная оценка ресурса работы цилиндрической прямозубой эвольвентной зубчатой передачи по критерию износа. // Трение и износ. - 2003. - Т. 24, № 3. - С. 235 – 241.
3. Павлов В.Г. Влияние контактно – кинематического проскальзывания в зубчатом зацеплении на износ и КПД цилиндрических эвольвентных зубчатых передач. // Проблемы машиностроения и надежности машин. - 2010. - № 4. - С. 81 – 85.
4. Поляков С.А., Гончаров С.Ю., Куксенова Л.И. Разработка метода оценки работоспособности червячных передач на основе анализа их триботехнических показателей. // Проблемы машиностроения и надежности машин. – 2016. - №5. - С. 81-87.
5. Поляков С.А., Гончаров С.Ю., Лычагин В.В., Климов А.Ю., Куц М.С. Анализ контактного взаимодействия в червячных передачах в связи с разработкой модели их нелинейных колебаний. // Сборка в машиностроении, приборостроении. - 2017. - № 11. - С. 510-518.
6. Куксенова Л.И., Поляков С.А., Кулешова Е.М., Рубцов С.В. Влияние качества смазочного материала на показатели энергоэффективности эвольвентных зубчатых передач. // Вестник научно-технического развития. – 2019. - № 7 (143). - С. 30-35.
7. Калинин Д.В., Телиев Ю.М. Анализ влияния сил трения в зацеплении на динамические нагрузки в зубчатых передачах. // Известия вузов. Машиностроение. – 2018. - №6. - С. 32 – 43.

Дата поступления: 29 сентября 2020 г.