

## Уточнения ресурса червячных передач в составе электромеханических приводов

# 05, май 2015

Андриенко Л. А.<sup>1,\*</sup>

УДК: 621.83

<sup>1</sup>Россия, МГТУ им. Н.Э. Баумана

[\\*la-andr2013@yandex.ru](mailto:la-andr2013@yandex.ru)

### Введение

В настоящее время расчет ресурса червячных передач (ЧП) ведут по нагрузкам с учетом коэффициентов динамичности, зависящих от точности изготовления и скорости скольжения в червячном зацеплении. Как показывают эксперименты, реальные динамические нагрузки зависят также от конструкции и типа опор, а также качества монтажа ЧП. При этом реальные значения коэффициентов динамичности нагрузки в зацеплении ЧП могут во много раз превышать рекомендуемые в литературе [1]. Скорректировать назначенный при проектировании привода ресурс или определить остаточный ресурс можно на основании статистической обработки реальных сил в червячном зацеплении, полученных на стадии отработки опытного образца или в процессе мониторинга эксплуатируемого привода [2].

### 1. Уточнение ресурса червячной передачи

Как показано в работе [3] значительное изменение коэффициента динамичности проявляется в низком диапазоне частот (до 300 Гц). Поэтому расчетная динамическая модель электромеханического привода с ЧП может быть представлена в виде системы с сосредоточенными массами, совершающей поперечно-крутильные колебания.

Систему дифференциальных уравнений, описывающих динамику привода с ЧП, можно записать в матричном виде

$$M\ddot{X} + K\dot{X} + CX = G, \quad (1)$$

где  $M$ ,  $K$ ,  $C$  – матрицы коэффициентов масс и инерции, демпфирования и жесткостей,  $G$  – вектор функции входного воздействия.  $X$  – вектор перемещений.

В качестве входного воздействия используется вибросигнал, снятый с датчика углового движения - неравномерность вращения тихоходного вала ЧП в табулированном виде и его разложение в ряд Фурье.

В результате решения системы (1) получаем текущие значения перемещений элементов привода. Зная коэффициенты жесткости, можно определить силы в опорах и в зацеплении ЧП. Они зависят от амплитудно-частотного спектра вибросигнала. Таким образом, модель (1) позволяет качественно связать дефекты ЧП с изменением динамических процессов в приводе.

Коэффициент динамической нагрузки определяем по известной формуле

$$K_d = 1 + \frac{\Delta T}{T_H} = 1 + \frac{\Delta F}{F_{нН}}, \quad (2)$$

где  $T_H$ ,  $F_{нН}$  – номинальный вращающий момент тихоходного вала ЧП и соответствующая ему нормальная сила в зацеплении,  $\Delta T$ ,  $\Delta F$  – динамическая составляющая вращающего момента и динамическая составляющая нормальной силы в зацеплении.

$$\Delta F = F_n - F_{нН},$$

где  $F_n$  – текущее значение нормальной силы в зацеплении, найденное из решения (1) по вибросигналу с датчика углового движения.

Расчет ЧП на прочность нормативными документами не регламентирован. Аналогично прочностному расчету зубчатых передач червячные передачи рассчитывают на прочность по контактным и изгибным напряжениям.

При расчете контактных напряжений в качестве исходной принимают формулу Герца для начального линейного контакта двух цилиндров по их образующим. Приближенно принимают коэффициенты Пуассона одинаковыми для материалов червяка и червячного колеса и равными 0,3. Тогда формула Герца принимает вид [4]

$$\sigma_H = 0,418 \sqrt{\frac{W_n E}{\rho_E}}, \quad (3)$$

где  $W_n$  – нормальная погонная нагрузка в контакте, Н/мм;  $E$  – приведенный модуль упругости материалов червяка и колеса, Н/мм<sup>2</sup>,  $\rho_E$  – приведенный радиус кривизны витков червяка и зубьев червячного колеса.

Нормальная погонная нагрузка равна

$$W_n = \frac{F_n K_d}{l_\Sigma}, \quad (4)$$

где  $F_n$  – нормальная сила в червячном зацеплении,  $l_\Sigma$  – суммарная длина контактных линий.

Допускаемые напряжения для ЧП, условием работоспособности которых является сопротивление контактной усталости, определяется по формуле

$$[\sigma_H] = 0,9\sigma_B C_V \sqrt[8]{\frac{10^7}{N_{HE}}}, \quad (5)$$

где  $0,9\sigma_B$  – допускаемое напряжение при  $10^7$  циклов перемен напряжений по кривой усталости,  $\sigma_B$  – временное сопротивление материала червячного колеса при растяжении;  $C_V$  – коэффициент, учитывающий интенсивность изнашивания червячной передачи, зависит от скорости скольжения в зацеплении;  $N_{HE}$  – эквивалентное число циклов нагружения, которое определяется в зависимости от режима работы и требуемого ресурса.

Расчетный ресурс по действующим контактным напряжениям равен

$$N_{Hp} = N_E \left( \frac{[\sigma_H]}{\sigma_H} \right)^8, \quad (6)$$

где  $\sigma_H$  - контактные напряжения, определяемые по номинальной расчетной нагрузке.

Если известны действительные нагрузки в червячном зацеплении, которые характеризуются коэффициентом динамичности  $K_d$ , определяемым по зависимости (2) в результате статистической обработки текущих значений, то уточненный расчетный ресурс можно определить следующим образом

$$N_{Hp} = N_E \left( \frac{K_d}{K} \right)^4. \quad (7)$$

Аналогично определяем скорректированный ресурс передачи по изгибным напряжениям

$$N_{Fp} = N_E \left( \frac{[\sigma_F]}{\sigma_F} \right)^9, \quad (8)$$

где  $[\sigma_F]$ -- допускаемые изгибные напряжения,  $\sigma_F$  - изгибные напряжения, рассчитанные по номинальной нагрузке.

Переходя к коэффициентам динамичности, ресурс ЧП по изгибным напряжениям можно определить следующим образом

$$N_{Fp} = N_E \left( \frac{K_d}{K} \right)^9, \quad (9)$$

где  $K$  - коэффициент динамичности при изгибе при номинальной нагрузке,  $K_d$  - коэффициент динамичности, определенный по действительным нагрузкам в зацеплении.

На рис.1 показан пример распределения величины износа по зубьям червячного колеса редуктора МЧ40-30, полученного непосредственным измерением штангензубомером.

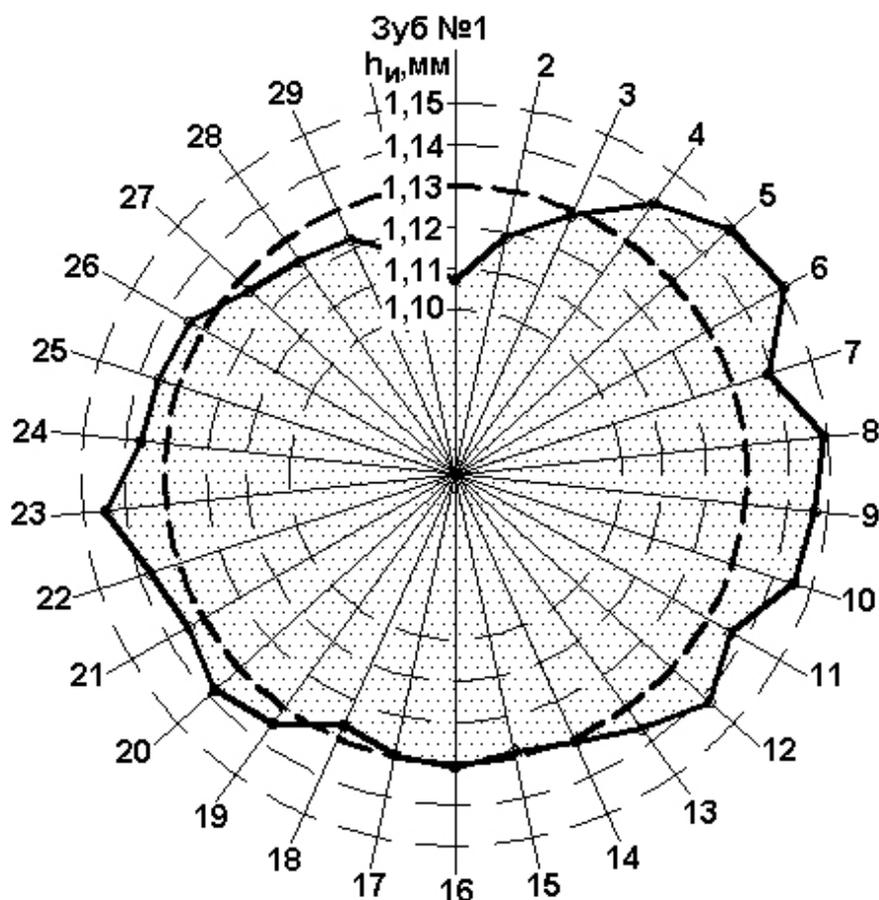


Рис. 1. Распределение величины износа по зубьям червячного колеса

Очевидно, что силы в червячном зацеплении также распределяются не равномерно, и их значения будут коррелировать с величиной износа зубьев червячного колеса. Как показывают эксперименты, витки червяка практически не изнашиваются.

На рис.2 показан фрагмент сил в червячном зацеплении редуктора 5Ч-125, полученных в результате расчета по (1) и вибросигналу с датчика углового движения. Сплошная линия – после приработки, пунктирная линия – после 500 часов работы редуктора при номинальной нагрузке [3]. Как видим после, приработки начинается рабочий износ передачи, и силы в зацеплении растут как на зубцовой частоте, так и на более высоких частотах, что говорит о росте динамической составляющей нагрузки в червячном зацеплении.

На рис.3 показаны силы в зацеплении ЧП на протяжении 20 оборотов червячного колеса. Поскольку силы в зацеплении, а, следовательно, и коэффициенты динамичности меняются во времени и могут рассматриваться как случайные функции, то и скорректированный ресурс нужно определять методами математической статистики.

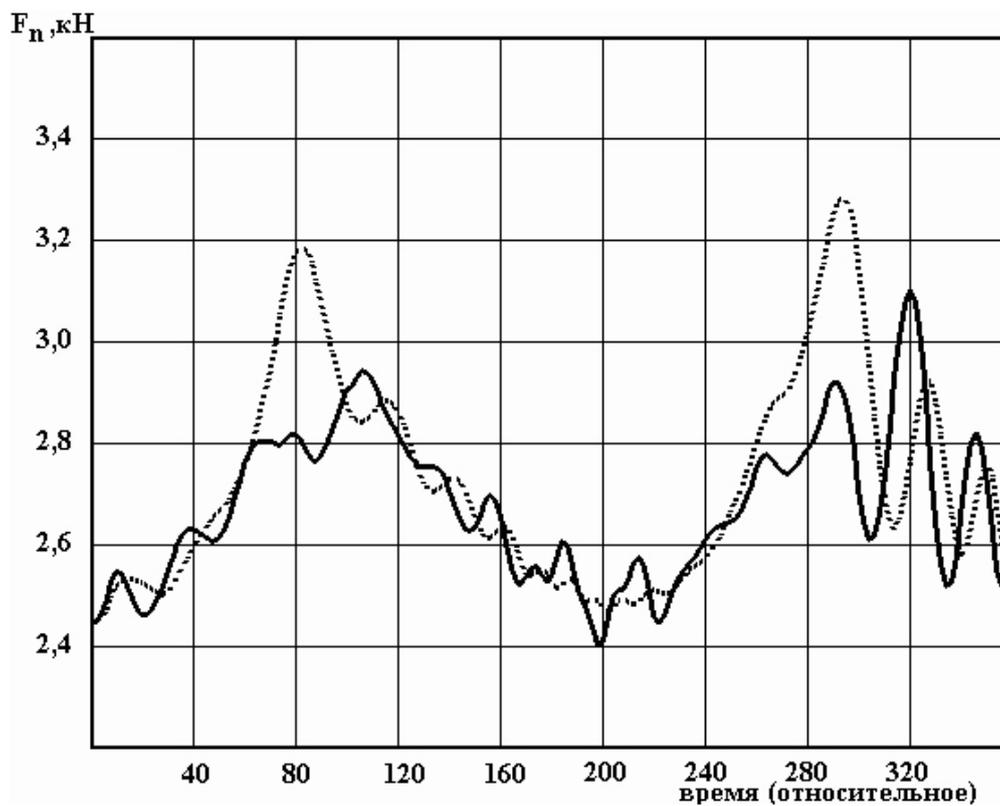


Рис. 2. Силы в зацеплении червячной передачи

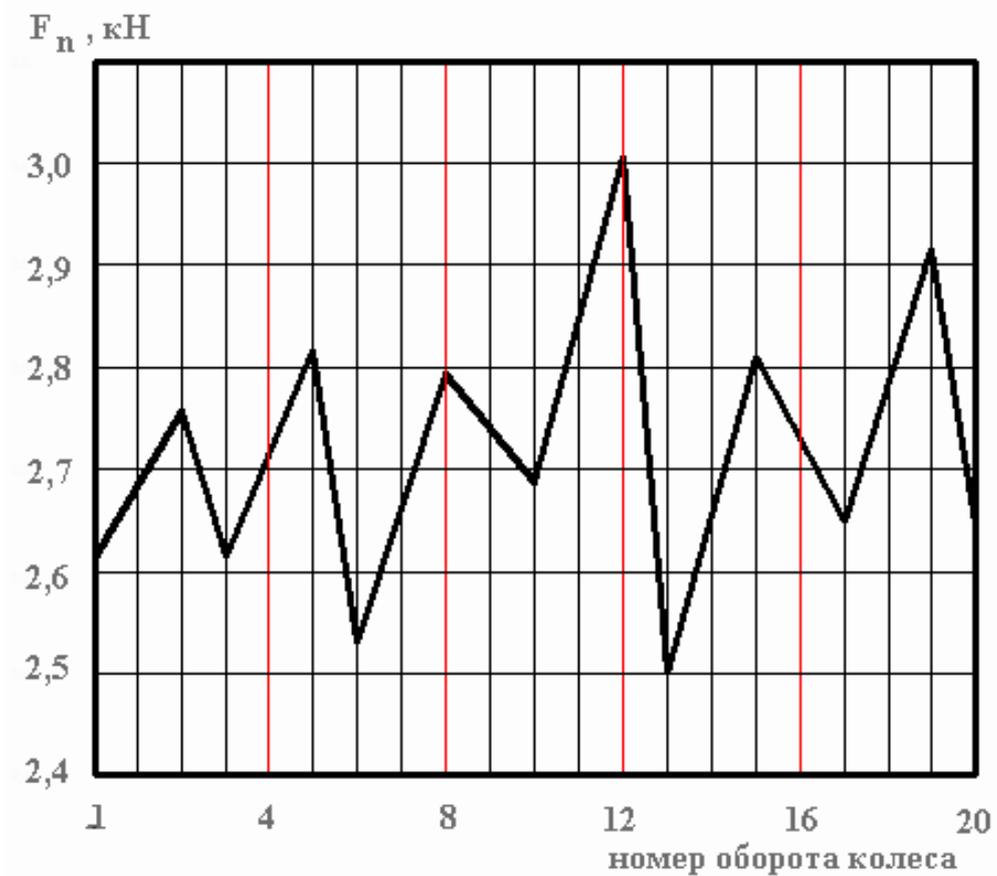


Рис. 3. Силы в зацеплении червячной передачи

Рассмотрим порядок определения коэффициентов динамичности.

Из динамического расчета ЧП по (1) находим текущие значения сил в зацеплении за выборку (несколько оборотов тихоходного вала). Полученный таким образом массив нагрузок обрабатывается статистически.

Далее по формуле (2) определяется коэффициент динамичности  $Kd$  по статистически обработанным реальным нагрузкам в червячном зацеплении, затем по формулам (7) и (9) уточняется назначенный при проектировании ресурс или определяется остаточный ресурс уже эксплуатируемой ЧП.

## Заключение

Рассмотрен один из подходов к уточнению ресурса, назначенного при проектировании электромеханического привода, в состав которого входит ЧП или определить остаточный ресурс в процессе мониторинга эксплуатируемого привода.

Расчетная модель привода с ЧП представлена в виде системы с сосредоточенными массами, совершающей поперечно-крутильные колебания. В качестве входного воздействия на систему предлагается использовать вибросигнал, снимаемый с датчика углового движения, установленного на тихоходном валу ЧП. Это позволило получить реальные нагрузки в зацеплении, которые зависят не только от режимов работы передачи, но и от конструкции опорных узлов и качества монтажа ЧП и привода в целом.

## Список литературы

1. Часовников Л.Д. Передачи зацеплением. М.: Машиностроение, 1969. 470 с.
2. Андриенко Л.А. Разработка новых методов проектирования и диагностики электромеханических приводов: дис. ... докт. техн. наук. М., 2001. 249 с.
3. Вязников В.А. Разработка методики прогнозирования технического состояния червячных передач по неравномерности вращения тихоходного вала: дис... канд. техн. наук. М., 2013. 123 с.
4. Андриенко Л.А., Байков Б.А., Захаров М.Н., Поляков С.А., Ряховский О.А., Тибанов В.П., Фомин М.В. Детали машин: Учебник для вузов / Под ред. О.А. Ряховского. 4-е изд., перераб. и доп. М.: Изд-во МГТУ имени Н.Э. Баумана. 2014. 465 с.