

УДК 62-233.3/9
DOI 10.22213/2413-1172-2017-3-4-6

В. Н. Ражиков, доктор технических наук, профессор, Балтийский государственный технический университет «Военмех» имени Д. Ф. Устинова, Санкт-Петербург
А. Н. Беляев, аспирант, Балтийский государственный технический университет «Военмех» имени Д. Ф. Устинова, Санкт-Петербург

ОСОБЕННОСТИ РАСЧЕТА ПРОЧНОСТИ ПЛАНЕТАРНЫХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ ВИДА *K-H-V*

В настоящее время для оценки прочности зубчатых передач используется ГОСТ 21354–87 «Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления. Расчет на прочность». Этот стандарт предназначен для расчета зубчатых передач внешнего зацепления, смазываемых жидкими маслами, имеющих модуль $m \geq 1$ мм и работающих в диапазоне температур от -40 до $+100$ °С. В рассматриваемой планетарной передаче *K-H-V* с эвольвентными зубчатыми колесами используется внутреннее зацепление сателлитов с колесом внутреннего зацепления, модуль передач 0,2–0,3 мм, смазка осуществляется с помощью пластичного смазочного материала, а диапазон рабочих температур находится в пределах от -70 до $+70$ °С. Кроме этого в стандарте учитывают суммарную длину контактных линий с помощью параметра Z_ϵ , зависящего от коэффициента перекрытия ϵ_α . Этот коэффициент в прямозубом зацеплении не может превышать 2. Однако в передачах *K-H-V* реализуется многопарное зацепление, и коэффициент перекрытия может достигать величины 10 и более. Еще одно отличие от расчетов в стандарте связано с тем, что для предупреждения интерференции зубчатых зацеплений в передачах *K-H-V* часто требуется введение смещения исходного контура, при этом диаметры начальных окружностей сателлитов и колеса внутреннего зацепления, как правило, превышают диаметры окружностей выступов у сателлита и впадин у колеса. В результате зубчатое зацепление становится внеплюсным и многие формулы расчетов на прочность требуют корректировки.

Следует также учесть, что в стандарте расчет зубчатых передач на изгибную выносливость предполагает приложение силы в зацеплении к вершине зуба и концентрация напряжений в выкружке учитывается с помощью коэффициента формы. Этот коэффициент приводится в ГОСТ 21354–87. В противоположность этому зубчатые передачи *K-H-V* взаимодействуют большим количеством пар, и нагрузка прикладывается примерно в середине профиля, поэтому использование коэффициентов формы без корректировки ведет к ошибке.

Необходимо также учесть, что данный стандарт приводит расчет на прочность для зубчатых передач общемашиностроительного применения, к которым не предъявляются специальные требования по надежности, поэтому прочностной расчет необходимо дополнить расчетом вероятности безотказной работы.

Вместе с тем с некоторыми ограничениями ГОСТ 21354–87 можно использовать для предупреждения поверхностного разрушения зубьев при оценке контактной прочности, для предупреждения поломки зубьев при расчете на изгибную выносливость, а также в расчетах на прочность при действии максимальной кратковременной нагрузки. Для возможности использования этого стандарта при расчете передач внутреннего зацепления *K-H-V* в него вводятся следующие изменения.

1. В формулах прочностного расчета передачи *K-H-V*, в отличие от расчетов, предлагаемых ГОСТ 21354–87, используется максимальная длительно действующая расчетная сила, приходящаяся на одну пару зубьев. Такая сила вычисляется с помощью специально разработанного метода, основанного на анализе состояния равновесия зубчатого колеса при учете погрешностей изготовления и деформаций в зацеплениях зубьев [1]. На рис. 1 приведен один из результатов расчета распределения нагрузки между парами зубьев в передаче *K-H-V*. Здесь при приведенной силе в зацеплении $F_3 = 1756$ Н, в работе находится 12 пар зубьев и максимальная нагрузка на пару зубьев примерно 310 Н.

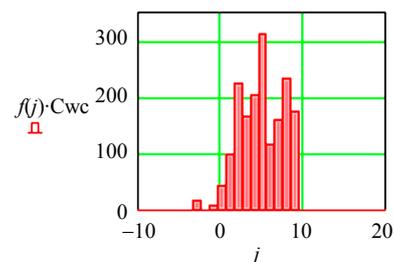


Рис. 1. Распределение нагрузки среди пар зубьев сателлита и колеса передачи *K-H-V*

Поскольку рассматривается взаимодействие одной пары зубьев, то коэффициент торцового перекрытия в расчетных формулах принимается $\varepsilon_\alpha = 1$.

2. При расчете распределения сил между парами зубьев во внутреннем зацеплении сателлитов и колеса внутреннего зацепления рассматривается упругая деформация изгиба зубьев под нагрузкой. Величина удельной жесткости зубьев по изгибу принимается постоянной, найденной по результатам расчетов методом конечных элементов.

3. Для вычисления приведенного радиуса кривизны применяются формулы для внутреннего зацепления с учетом возможного внеполюсного взаимодействия зубьев.

4. При расчетах на изгибную выносливость в стандартных расчетах используется коэффициент формы зуба Y_{FS} , приведенный для случая, когда вся сила зацепления приложена к вершине зуба. Однако при взаимодействии зубьев сателлитов и колеса внутреннего зацепления линия приложения нагрузки, зависящая от многих факторов (от направления приложения результирующей силы зацепления, от многопарности зацепления, фазы взаимодействия зубьев и их деформации и др.), находится примерно в середине профиля, и, следовательно, плечо изгиба примерно в 2 раза меньше. Учитывая это, в первом приближении можно снизить величину коэффициента формы зуба, приводимую в стандарте, в два раза.

5. При исследовании прочности для учета высоких требований к надежности работы зубчатых передач дополнительно вводится вероятностный метод расчета контактной и изгибной прочности. Вероятность безотказной работы по критерию сопротивле-

ния контактной усталости определяется как вероятность того, что действующее контактное напряжение не превышает предела контактной выносливости $\sigma_H < \sigma_{Hlim}$. При оценке вероятности безотказной работы по критерию изгибной прочности напряжение изгиба на переходной поверхности зубьев σ_F рассматривается как случайная величина, которая является функцией другой случайной величины – коэффициента нагрузки K_F [2].

6. При расчетах на прочность принимается во внимание диапазон внешних рабочих температур работы передачи $K-H-V$ от -70 до $+70$ °С. Это накладывает ряд требований на применяемые материалы зубчатых колес и на смазку.

С учетом изложенных выше дополнений была разработана методика расчета на прочность зубчатых зацеплений рассматриваемой планетарной передачи $K-H-V$ и программа автоматизированного расчета, реализующая эту методику. Программа написана на языке Object Pascal среды визуального программирования Embarcadero RAD Studio 2010. Интерфейс программы представлен на рис. 2.

Методика расчета включает следующие разделы:

- Расчет на контактную выносливость зубьев.
- Расчет вероятности безотказной работы передачи из условия обеспечения контактной прочности.
- Расчет на контактную прочность при действии максимальной нагрузки.
- Расчет на сопротивление усталости при изгибе.
- Расчет вероятности безотказной работы передачи из условия обеспечения изгибной прочности.
- Расчет на прочность при изгибе максимальной нагрузкой.

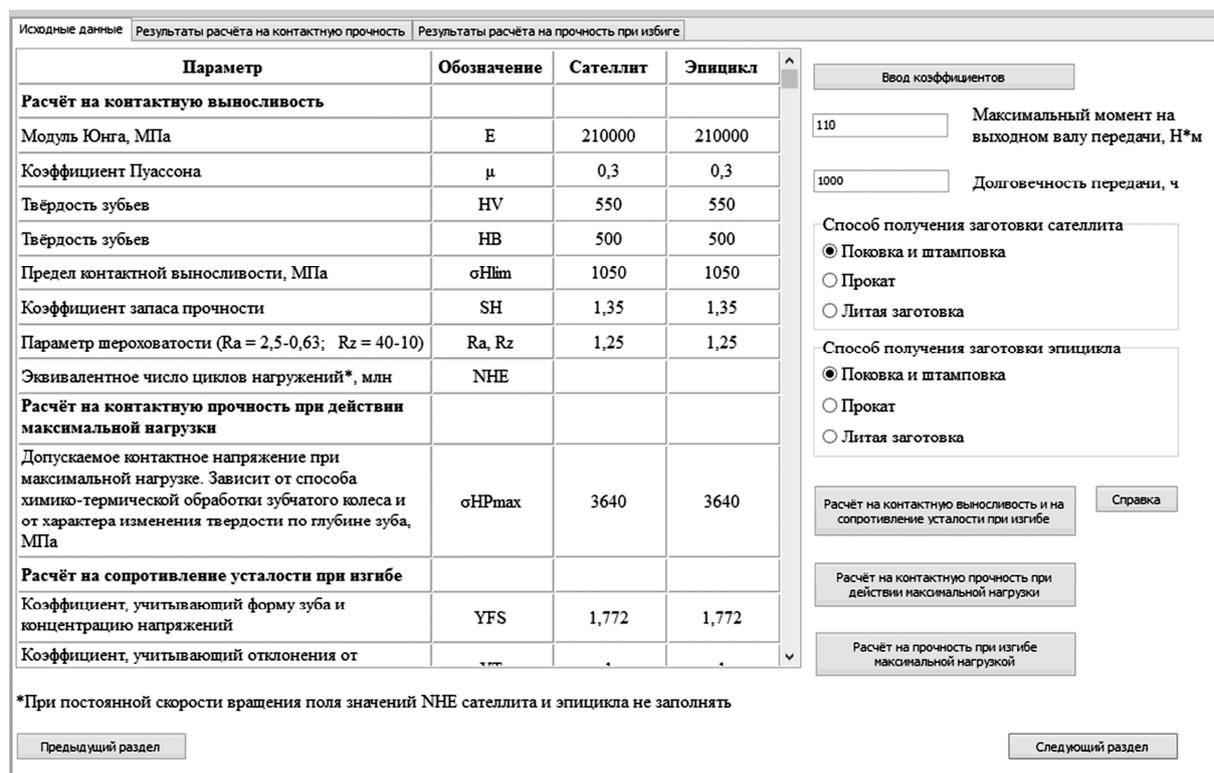


Рис. 2. Интерфейс программы расчета прочности передачи $K-H-V$

По заданным параметрам работы передачи $K-H-V$ в изделии были проведены расчеты с использованием разработанной методики. По результатам расчетов был спроектирован и изготовлен экспериментальный образец планетарной передачи $K-H-V$.

Для подтверждения расчетной прочности и долговечности передачи были проведены ускоренные

ресурсные испытания передачи по специально созданной методике. Испытания выполнялись на стендовой установке рис. 3, прошедшей аттестацию органами государственной метрологической службы.

Проведенные ресурсные испытания подтвердили заданные характеристики передачи по прочности и долговечности.

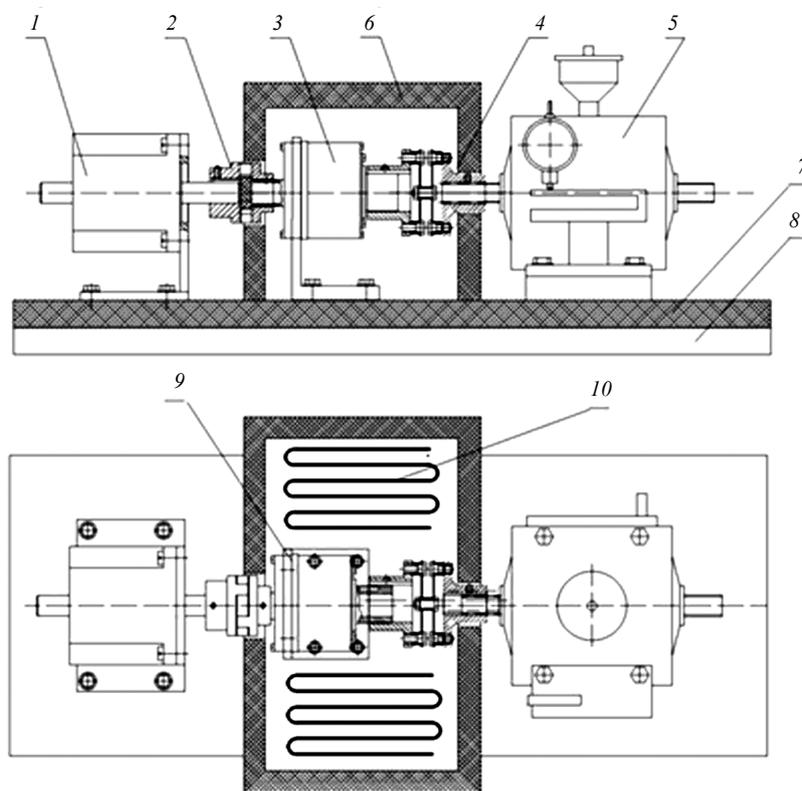


Рис. 3. Стенд для проведения ресурсных испытаний: 1 – двигатель со стойкой; 2 – муфта; 3 – передача $K-H-V$; 4 – муфта; 5 – тормоз; 6 – термокамера; 7 – изолирующая прокладка; 8 – плита-основание; 9 – термосопротивление; 10 – термокабель

Выводы

1. Рассмотрены особенности применения ГОСТ 21354-87 для расчета планетарных передач вида $K-H-V$. На основе выполненных исследований разработана методика расчета таких передач на прочность, реализованная в виде интерактивной программы на ЭВМ.

2. По разработанной методике расчета на прочность был спроектирован и изготовлен экспериментальный образец передачи $K-H-V$ с заданными техническими характеристиками.

3. Проведены ускоренные ресурсные испытания экспериментального образца, подтвердившие основ-

ные положения созданной методики расчета на прочность.

Библиографические ссылки

1. Ражиков В. Н., Ямашев Э. М., Ившина М. В. Расчет распределения усилий в зубчатом планетарном редукторе $K-H-V$ привода радиолокационной антенны слежения за спутниками связи // Известия высших учебных заведений. Приборостроение. – 2008. – Т. 51, № 8. – С. 57–61.

2. Надежность машин : учеб. пособие для машиностр. спец. вузов / Д. Н. Решетов, А. С. Иванов, В. З. Фадеев ; под ред. Д. Н. Решетова. – М. : Высш. шк., 1988. – 238 с.

Получено 06.04.2017