

В.Л. ДОРОФЕЕВ, д.т.н., проф., главный научный сотрудник ЦИАМ им. П.И. Баранова, Москва, Россия;

Д.В. ДОРОФЕЕВ, к.т.н., доцент "МАТИ-РГТУ им. К.Э. Циолковского", Москва, Россия;

В.Н. ЖУРАВЛЁВ, д.т.н., зам. нач. управления информационных технологий ГП "Ивченко-Прогресс", Запорожье;

А.Б. ЕДИНОВИЧ, ведущий конструктор отдела зубчатых передач НИО ГП "Ивченко-Прогресс"

РАСЧЕТ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ НАГРУЗОК ПО ШИРИНЕ ЗУБЬЕВ, ПРОГИБА ВАЛОВ, СИЛ, ДЕЙСТВУЮЩИХ НА ОПОРЫ, И ПОЛУЧЕНИЕ СИГНАЛОВ ДЛЯ ДИАГНОСТИКИ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ В СИСТЕМЕ ASGEARS

В статье описывается применение программного комплекса ASGEARS для расчета распределения нагрузок по ширине зубьев, прогиба валов и сил, действующих на опоры трансмиссий. Была применена специальная конечно-элементная модель расчета, функция формы которой полностью соответствует дифференциальному уравнению изгиба. Число ступеней вала, имеющих разные диаметры, не имеет ограничений. Учитывается угловое или радиальное закрепление узлов, радиальные силы или изгибающие моменты. ASGEARS имеет пятнадцатую уровневую реляционную базу данных, в которой хранятся данные о размерах валов. Результаты расчета выводятся в численном и графическом виде. Полученные результаты расчета о прогибах валов передаются в систему расчета зубчатых передач, где рассчитываются распределения контактных и изгибных напряжений по ширине зубьев, жесткость элементов системы, радиальные и крутильные колебания. Приведены примеры ввода данных, результаты расчета.

Ключевые слова: ASGEARS, опоры, валы, трансмиссия, функция формы, распределение нагрузок по ширине зубьев.

Введение. Программный комплекс ASGEARS разработан авторами настоящей работы, и в основном предназначен для проектирования авиационных зубчатых передач [1-4] и именно этим отличается от других известных программ расчета и проектирования зубчатых передач. В общем машиностроении этот программный комплекс используется под названием AEROFLANK, его отличие в применяемых стандартах.

Программный комплекс ASGEARS состоит из следующих подсистем:

1) геометрия цилиндрических зубчатых колес с модифицированным исходным контуром (притупленные кромки зубьев, поднутренные основания, приграничные зоны, и т.д.);

2) геометрия цилиндрических зубчатых колес с несимметричными зубьями;

3) геометрия цилиндрических шевронных зубчатых колес;

4) геометрия конических с круговыми зубьями и арочных зубчатых колес;

5) допуски по стандартам ISO, DIN, ГОСТ;

6) поля допусков на форму модификации профиля и направления зубьев;

7) ключевые элементы наладки зубошлифовальных станков, в том числе подготовка файлов управления *.pfl;

8) построение графиков коэффициентов формы зубьев и графиков удельной жесткости зубьев;

9) расчеты прочности по ГОСТ 21354-87, ISO 6336, DIN 3990;

© В.Л. Дорофеев, Д.В. Дорофеев, В.Н. Журавлёв, А.Б. Единолич, 2015

10) построение кинематической погрешности методом решения обратной задачи теории зацепления и расчет кинематической погрешности, учитывающей деформацию зубьев;

11) подсистемы решения интегральных и дифференциальных уравнений;

12) подсистемы расчета полей напряжений с глубоким анализом глубины залегания контактных напряжений на основе интегральных уравнений В.Л. Устиненко – В.Я. Рубенчика;

13) моделирование хода изменения контактных и изгибных напряжений от входа зубьев в зацепление до выхода него и распределение напряжений по всей ширине зубьев;

14) моделирование изменения толщины слоя смазки между контактными поверхностями каждого зуба и температуры в каждой точке контакта с учетом характеристик масла;

15) моделирование крутильных и радиальных колебаний, а также их спектрального состава;

16) моделирование динамических сил, действующих на подшипники;

17) расчет стационарных и бифуркационных амплитудно-частотных характеристик вышеперечисленных процессов;

18) прямые расчеты по данным измерения погрешностей профиля зубьев колес;

19) диагностика зубчатых передач.

Чтобы реализовать перечисленные возможности ASGEARS использует большие массивы исходных данных включающих, например, зависимость вязкости масла от давления, метод формирования переходной кривой или ширину канавки между полушевронами зубчатого колеса и т.д. Поэтому ASGEARS имеет пятнадцатую уровневую реляционную базу данных, каждый уровень которой допускает ввод до 256 параметров зубчатой передачи, существенно упрощающую проектирование.

Контроль правильности входных данных и результатов расчета и моделирования выполняется с помощью двух или трехмерных изображений.

Исходные принципы расчета валов. Расчет сложных многоступенчатых и многоопорных валов выполняется численными методами. Обычно считается, что численные методы – это методы приближенные. Однако, если прогиб элемента вала определять по формуле $x_i(z) = N_i^T Y_i$, $i = 1, 2, \dots, n$, а функцию формы и вектор перемещений выразить в виде:

$$N_i = \left\{ \begin{array}{c} \frac{(z - z_i)^2 (z - z_{i-1})}{h_i^2} \\ \frac{(z - z_{i-1})^2 (z - z_i)}{h_i^2} \\ (z_i - z)^2 [2(z - z_{i-1}) + h_i] \\ \frac{h_i^3}{(z_i - z_{i-1})^2 [2(z_i - z) + h_i]} \\ \frac{h_i^3}{(z_i - z_{i-1})^2 [2(z_i - z) + h_i]} \end{array} \right\}; \quad Y_i = \left\{ \begin{array}{c} \varphi_{i-1} \\ \varphi_i \\ x_{i-1} \\ x_i \end{array} \right\},$$

где входящие в формулы величины показаны на рисунке 1, то результаты расчета будут такими же, как при аналитическом расчете.

Связь с внешними силами, учет граничных условий и техника программной реализации приведены в работах [5, 6], итоговые результаты включены в программный комплекс ASGEARS [1-4].

Расчет валов в ASGEARS. Ввод исходных данных с использованием базы данных в ASGEARS показан на рисунке 2. Результат расчета показан на рисунке 3.

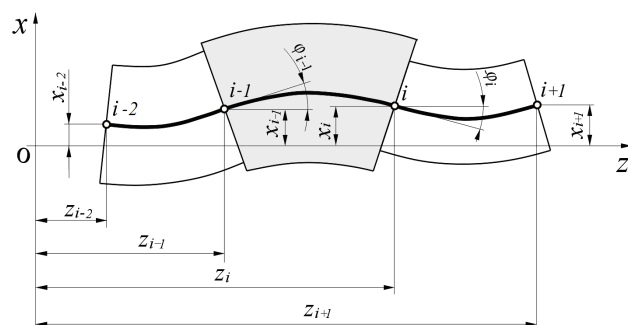


Рисунок 1 – Схема дискретизации вала конечными элементами

№ узла		Координата узлов [мм]	Диаметр эл-та [мм]	Ширина эл-та [мм]	Сила [hwal]	Момент [hwal/мм]	Осевая сила Fx	Жесткость опоры N/mm
1	-100 X	0	0	0	0	0	0	0
2	-50 X	25	100	0	0	0	0	0
3	0	25	100	20000	0	0	0	0
4	100 X	25	100	0	0	0	0	0

Рисунок 4 – Ввод исходных данных

№ узла		Координата узлов [мм]	Диаметр эл-та [мм]	Ширина эл-та [мм]	Сила [hwal]	Момент [hwal/мм]	Осевая сила Fx	Жесткость опоры N/mm
1	-100 X	0	0	0	0	0	0	0
2	0	25	100	20000	0	0	0	0
3	100 X	25	100	0	0	0	0	0

Рисунок 2 – Ввод исходных данных

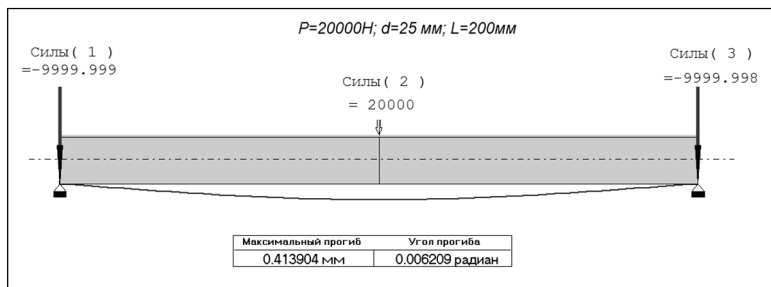


Рисунок 3 – Результат расчета

Теперь рассмотрим, как изменятся опорные реакции и прогиб вала, если к имеющимся двум опорам добавить третью, расположив её по середине между левой опорой и серединой вала. Ввод исходных данных с использованием базы данных в ASGEARS показан на рисунке 4, а результат расчета показан на рисунке 5.

Как видно из результатов расчета прогиб и силы, действующие на опоры, существенно изменились, как по величине, так и по направлению действию сил. Прогиб уменьшился шесть раз, при этом нагрузки на крайние опоры уменьшились, а добавленная опора воспринимает даже большую нагрузку, чем действующая сила.

Дальнейшие исследования показали, что расстояние между опорами связано с силами, действующими на опоры, гиперболической зависимостью: чем ближе расстояние между опорами, тем большая нагрузка на них действует.

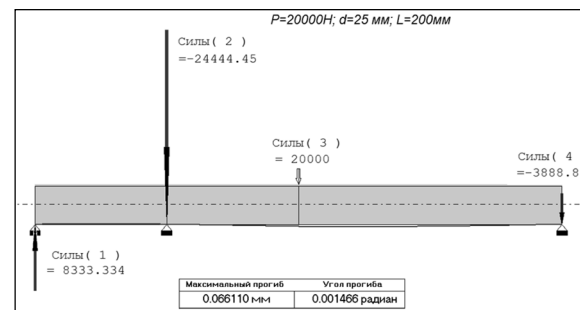


Рисунок 5 – Результат расчета

Вследствие упругих деформаций валов, образуются отклонения в положении контактных линий зубьев зубчатых колес.

Учет прогиба валов при расчете распределения нагрузок по ширине зубьев зубчатых колес. В ASGEARS одновременно рассчитывается два вала и определяется суммарное угловое отклонение γ (рисунок 6,а) контактных линий.

Рисунок 6 – Изображение: а – формы прогиба валов; б – распределения удельных нагрузок по ширине зубьев без коррекции направления зубьев

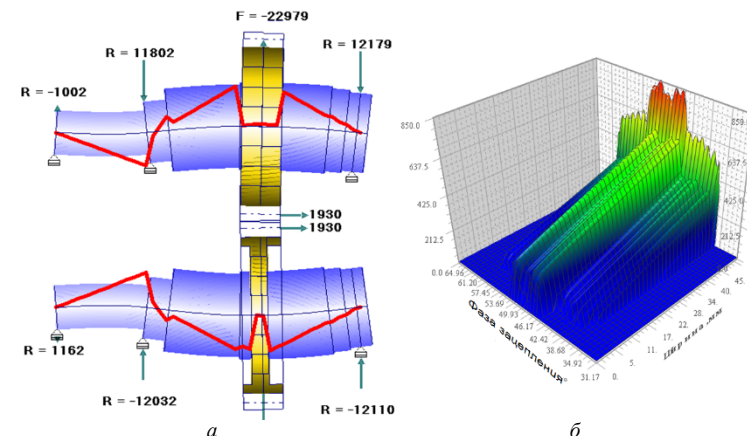


Рисунок 6 – Изображение: а – формы прогиба валов; б – распределения удельных нагрузок по ширине зубьев без коррекции направления зубьев

Результаты расчета отклонений в положении контактных линий принимаются подсистемой расчета погрешностей и далее с учетом параметров динамики рассчитываются и выводятся в виде графических изображений (рисунок 6,б), для анализа с целью последующего расчета коррекции направления зубьев (рисунок 7,а) и повторного расчета распределения нагрузок по ширине зубьев (рисунок 7,б).

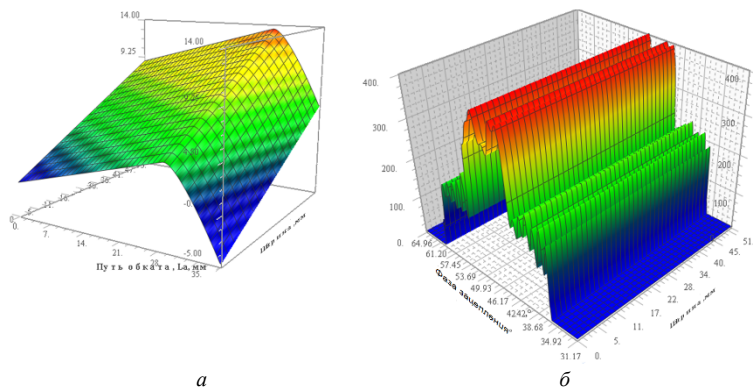


Рисунок 7 – Изображение: а – модифицированной поверхности зубьев колес; б – распределения удельных нагрузок по ширине зубьев с коррекцией направления зубьев

После устранения концентрации напряжений и обеспечения заданных характеристик передачи, проектирование завершается выводом протокола расчета.

На рисунке 7,б видно, что максимальные удельные нагрузки приходятся на однопарную зону зацепления зубьев. В двухпарном зацепления нагрузки примерно в два раза меньше. В работе [1] с программы ASGEARS описано, как выровнять эти нагрузки и повысить несущую способность передачи.

От входа зубьев в зацепление до выхода из него есть колебания нагрузок (рисунок 6,б, рисунок 7,б) – это следствие динамических процессов, возбуждаемых переменной жесткостью зубьев и погрешностями профиля зубьев колес. Эти колебания (рисунок 8), возбуждаясь зацеплением зубьев колес, имеют

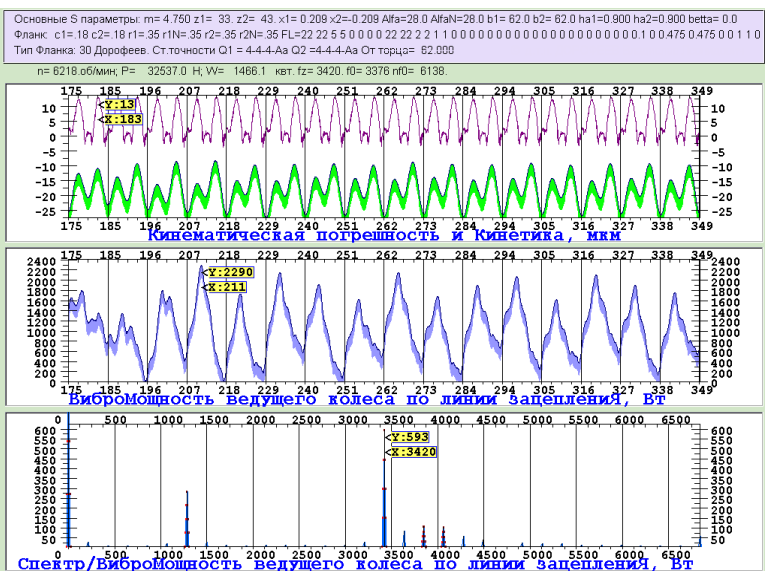


Рисунок 8 – Расчетные нелинейные колебания зубчатых колес самого мощного в мире редуктора винта двигателя Д27 для самолета АН-70 и спектр колебаний зубчатых колес

большую энергию, от двух до пятидесяти киловатт, поэтому, если не принять специальных мер, могут стать причиной разрушения дисков, лопаток турбин, трубопроводов и других элементов конструкций.

В системе ASGEARS имеются средства, для расчета энергии колебаний, средства для их уменьшения и использования результатов расчета для целей диагностики зубчатых передач.

Характеристики нелинейных колебаний во временной области и спектр в частотной области являются признаками для диагностики зубчатых передач.

Выводы:

1. С помощью программного комплекса ASGEARS рассчитываются силы, действующие на опоры и прогибы валов.
2. Для устранения концентрации напряжений на зубьях колес применяется модификация боковой поверхности зубьев.
3. Дополнительные опоры валов существенно уменьшают прогиб валов, но могут стать причиной многократного увеличения нагрузок на опоры валов.
4. Прогиб валов – это фактор, существенно влияющий на концентрацию напряжений в зубчатых передачах.
5. Сигналы вибраций зубчатых передач в первом приближении адекватны физическим процессам пересопряжения зубьев колес редуктора, поэтому могут быть использованы для диагностики зубчатых передач.
6. Программный комплекс ASGEARS успешно применялся при проектировании зубчатых передач в ГП "Ивченко-Прогресс", изготавливаемых предприятием "Мотор Сич", г. Запорожье и АО "Салют", г. Москва.

Список литературы: 1. Кравченко И.Ф., Единолич А.Б., Яковлев В.А., Дорофеев В.Л. Экспериментальные и теоретические результаты исследования авиационных зубчатых передач для двигателей пятого и шестого поколений // Авиационно-космическая техника и технологии. – 2008. – №8(55). – С.129-134. 2. Дорофеев В.Л., Дорофеев Д.В., Единолич А.Б., Корнейчук А.В. Особенности проектирования редукторов для самых мощных в мире украинско-российских авиационных двигателей // Вісник Національного Технічного університету "ХПІ". Збірник наукових праць. Тематичний випуск "Проблеми механічного приводу". – Харків: НТУ "ХПІ", 2010. – №27. – С.54-61. 3. Дорофеев В.Л., Голованов В.В., Дорофеев Д.В. Система моделирования "AEROFLANK" & прямой синтез износостойких и малозумных зубчатых передач // Вісник НТУ "ХПІ". – 2013. – №40(1013). – С.40-49. 4. Голованов В.В., Дорофеев В.Л., Дорофеев Д.В., Новиков В.С., Павленко Ю.М. Исследование зависимости контактных напряжений в конических зубчатых передачах с круговыми зубьями от степени локализации контакта // Вісник НТУ "ХПІ". – 2014. – №31(1074). – С.20-23. 5. Дорофеев В.Л. Основы применения метода конечных элементов в системах автоматического проектирования. – Бишкек: Изд-во БПИ, 1991. – 21с. 6. Норри Д., де Фриз Ж. Введение в метод конечных элементов. – М.: Мир, 1981. – 304с.

Bibliography (transliterated): 1. Kravchenko I.F., Edinovich A.B., Yakovlev V.A., Dorofeev V.L. Eksperimental'nye i teoreticheskie rezultaty issledovaniya aviacionnyh zubchatyh peredach dlya dvigatelej pyatogo i shestogo pokolenij // Aviacionno-kosmicheskaja tehnika i tehnologii, 2008, No8 (55) – P.129-134. 2. Dorofeev V.L., Dorofeev D.V., Edinovich A.B., Kornejchuk A.V. Osobennosti proektirovaniya reduktorov dlya samyh moshhnyh v mire ukrainko-rossijskih aviacionnyh dvigatelej. // Visnik NTU "KhPI". Zb. nauk. prac', Ser. "Problemi mehanichnogo privodu". Kharkiv: NTU "KhPI", 2010. – №27. – P.54-61. 3. Dorofeev V.L., Golovanov V.V., Dorofeev D.V. Sistema modelirovaniya "AEROFLANK" & pryamoj sintez iznosostojkih i malozumnyh zubchatyh peredach // Visnik NTU "KhPI". – 2013. – No40 (1013). – P.40-49. 4. Golovanov V.V., Dorofeev V.L., Dorofeev D.V., Novikov V.S., Pavlenko Yu.M. Issledovanie zavisimosti kontaktnyh napryazhenij v konicheskikh zubchatyh peredachah s krugovymi zub'jami ot stepeni lokalizacii kontakta // Visnik NTU "KhPI". – 2014. – No31(1074). – P.20-23. 5. Dorofeev V.L. Osnovy primeneniya metoda konechnyh elementov v sistemah avtomaticheskogo proektirovaniya. Izd-vo BPI, Bishkek, 1991. – 21p. 6. Norri D., de Friz Zh. Vvedenie v metod konechnyh elementov. – Moscow.: Mir, 1981. – 304p.

Поступила (received) 22.04.2015