

ИМИТАЦИОННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ ВТУЛОК ЗУБЧАТЫХ МУФТ

Рапацкий Е.В., Грубка Р.М., Михайлов А.Н. (ДонНТУ, г. Донецк)

E-mail: Rapatskij.j@yandex.ru

Abstract: Research distribution of stresses and movement in the sleeve gear coupling, with teeth of the geometry approximated to the spatial group and the additional structural elements on the sleeve rim finite element method.

Key words: gear couplings, gear sleeve, the teeth, the finite element method, stress-strain state.

Важным этапом при проектировании новых изделий, до их изготовления и реальных испытаний, является расчет напряженно-деформированного состояния каждого изделия в целом и его отдельных элементов. Расчет напряженно-деформированного состояния деталей и узлов изделия позволяет на этапе проектирования выявить наиболее нагруженные элементы и слабые места деталей и внести изменения в конструкцию для обеспечения заданного запаса прочности всего изделия в целом. Расчет деталей и узлов проводится, используя метод конечных элементов (МКЭ) [1, ..., 4].

Целью исследования является определение равномерности распределения нагрузки в соединении между зубьями втулки и обоймы для выявления наиболее эффективной конструкции, повышающей несущую и компенсирующую способность зубчатых муфт.

Проведены исследования распределения напряжений и перемещений во втулке зубчатой муфты с зубьями, с геометрией приближенной к групповой пространственной и дополнительными конструктивными элементами на ободе втулки методом конечных элементов, используя программный комплекс ANSYS 14.5. Пиковые значения напряжений в элементах зубчатой втулки под воздействием крутящего момента при зацеплении с обоймой, определены для одиннадцати различных видов моделей зубчатой втулки, полученных при помощи метода морфологического анализа, которые различаются по форме наружной поверхности зуба, выточке во впадине зуба, отверстием в ободе втулки и канавкой на торце обода. После чего, для одной наиболее оптимальной конструкции втулки, определялось распределение напряжений между всеми тридцатью парами зубьев.

Определение максимальных напряжений в элементах конструкций различных зубчатых втулок выполнено на трехмерной модели половины зубчатой муфты (рис. 1).

После задания всех необходимых ограничений и нагрузок была построена сетка конечных элементов для сборки половины зубчатой муфты (рис. 2) и выполнен статический расчет одиннадцати различных по конструктивным признакам моделей с перекосом зубьев втулки относительно зубьев обоймы 3° . В результате расчетов получено распределение эквивалентных, контактных и изгибных напряжений для каждой сборочной единицы. Но, так как нас интересует одна наиболее перспективная модель, необходимо

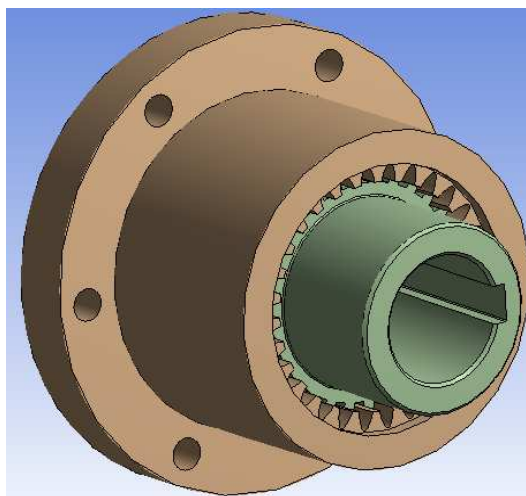


Рис. 1. Трехмерная модель половины зубчатой муфты

произвести сравнение полученных результатов напряжений (табл. 1). Исходя из диаграммы деформации металла по закону Гука [5], интересующими нас значениями напряжений будут те из них, которые имеют наибольшую величину, т.к. в этом случае деформация зубьев будет наибольшей, а значит и податливость зубчатого венца втулки будет максимальной.

По полученным результатам распределения напряжений между зубьями втулки и обоймы, можно сделать вывод, что наибольшие напряжения испытывает зацепление в сборочной единице №5 (рис. 3), зубчатая муфта которой имеет зуб с геометрией приближенной к групповой пространственной, отверстия в ободе под

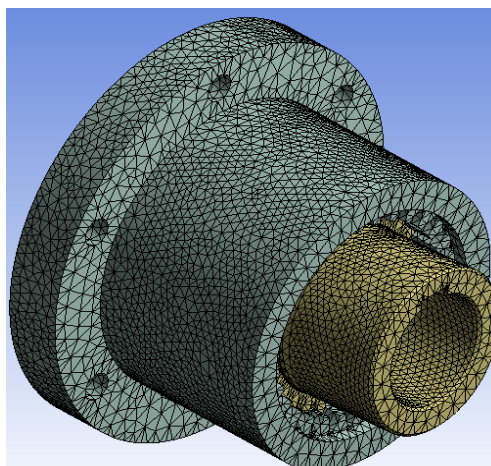


Рис. 2. Трёхмерная модель половины зубчатой муфты с сеткой конечных элементов

Таблица 1. Сравнение результатов напряжений на зубьях

№ сборки	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
$\sigma_{\text{экв}}$, МПа	87,12	92,38	91,12	90,2	108,08	107,24	107,77	106,97	103,86	88,40	78,66
$\sigma_{\text{конт}}$, МПа	75,21	77,95	77,81	76,71	87,00	89,80	64,30	73,67	90,29	63,61	60,76
$\sigma_{\text{изг}}$, МПа	44,58	47,36	48,73	43,84	53,62	49,64	44,13	42,70	53,51	44,21	39,05

впадинами между зубьями и канавку на ободе в виде равнобедренной трапеции. А значит, данная конструкция поддается наибольшим деформациям при равных нагрузках и условиях работы с другими конструкциями, при этом, не превышая предел текучести материала (для Стали 40 $\sigma_T = 578$ МПа по ГОСТ 1050-88) и следовательно имеет наибольшую податливость, что является целью проектирования.

Далее, проведено исследование сборочной единицы №5 со втулкой с указанными выше конструктивными признаками. При рассмотрении полученных результатов определены значения изгибных, контактных и эквивалентных напряжений, а также деформаций на боковой поверхности зубьев втулки, которая непосредственно контактирует с зубьями обоймы. Причем изгибные напряжения проверялись у ножки зуба, а контактными являются максимальные напряжения, действующие на рассматриваемой боковой поверхности зуба. По полученным результатам построены эпюры распределения напряжений и деформаций между всеми зубьями втулки (рис. 4).

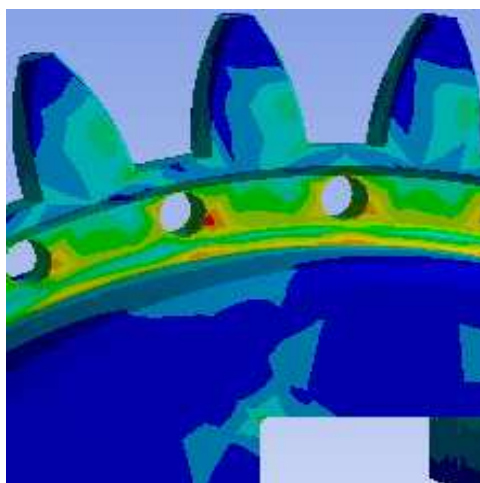


Рис. 3. Внутренние напряжения в модели втулки ЗМ с конструктивными признаками №5

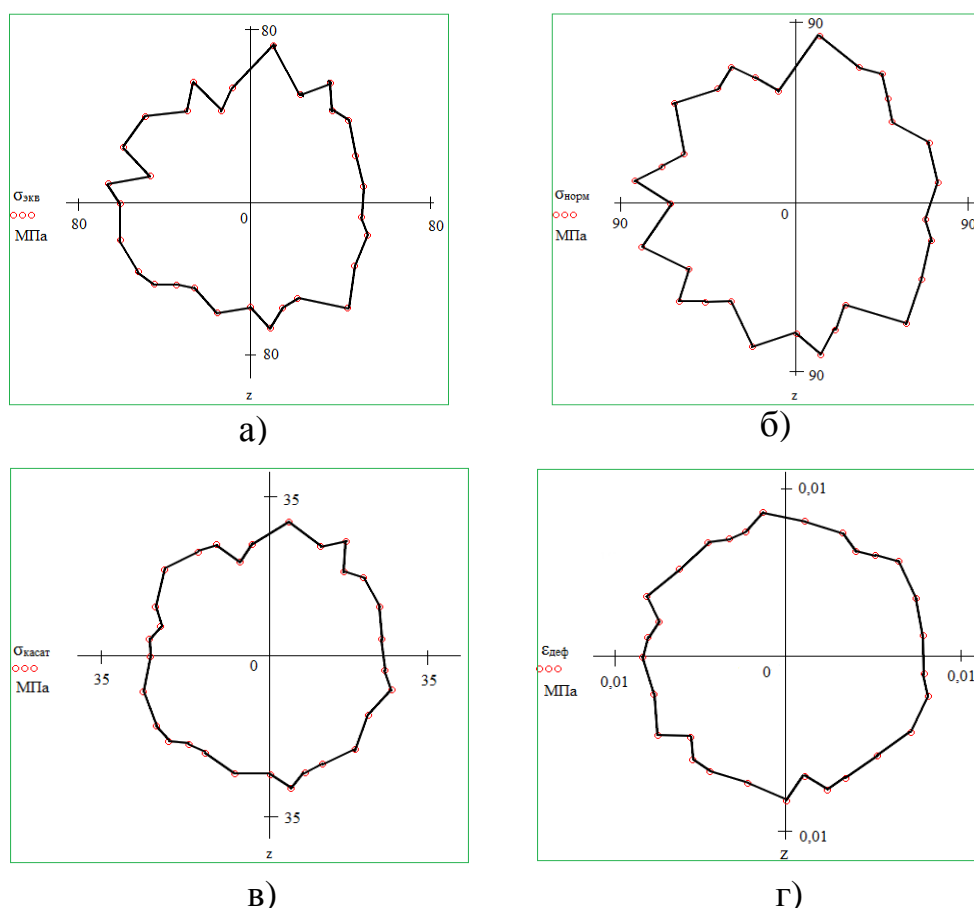


Рис. 4. Эпюры распределения максимальных напряжений и деформаций между зубьями втулки №5: а - эквивалентные напряжения; б - контактные напряжения; в - изгибные напряжения; д - деформации

Анализируя полученные эпюры распределения напряжений и деформаций между всеми зубьями данной зубчатой втулки, можно сказать, что из-за условий работы муфты с достаточно большим углом перекоса зубьев втулки относительно зубьев обоймы, в некоторых парах зубьев зацепления образуется зазор, что вызывает не совсем равномерное распределение напряжений между зубьями и эта разница составляет 2,2 раза. Величина максимальных деформаций зубьев тоже различна, но, благодаря внедрению в конструкцию втулки дополнительных конструктивных элементов, по сравнению со стандартным вариантом (без них), удалось снизить относительную разницу максимальных деформаций с 1,6 до 1,4 раза и тем самым обеспечить более равномерное распределение нагрузки между зубьями.

Список литературы: 1. Инженерный анализ в ANSYSWorkbench: Учеб.пособ. / В.А. Бруйка, В.Г. Фокин, Е.А. Солдусова, Н.А. Глазунова, И.Е. Адеянов. – Самара: Самар. гос. техн. ун-т, 2010 – 271 с. 2. Галлагер Р. Метод конечных элементов. Основы / Пер. с англ. – М.: Мир, 1984. – 428 с. 3. Courant R. Variational Method for the Solution of Problems of Equilibrium and Vibration. Bull. Amer. Math. Soc., 49, 1943, p. 1-43. 4. Clough R.W. The finite element method in plane stress analysis. J. Struct. Div., ASCE, Proc. 2nd A.S.C.E. Conf. on Electronic Computation, Sept. 1960, p. 345-378. 5. Саргсян А.Е. Сопrotивление материалов, теории упругости и пластичности. Основы теории с примерами расчетов. – Учебник для вузов. – 2-е изд., испр. и доп. – М.: Высшая школа, 2000. – 286 с.