



ШАРКОВ

Олег Васильевич

кандидат технических наук, доцент кафедры «Теория механизмов и машин и детали машин» (Калининградский государственный технический университет)

Напряженное состояние мелко модульных храповых зубьев эксцентриковых механизмов свободного хода

О.В. Шарков

Представлены результаты исследования напряженно-деформированного состояния мелко модульных храповых зубьев методом конечных элементов для эксцентриковых механизмов свободного хода нефрикционного типа.

Ключевые слова: механизм свободного хода, напряженно-деформированное состояние, метод конечных элементов.

The results of investigation of the mode of deformation of small module hook teeth by the finite element method for eccentric one-way clutches of non-friction type have been presented.

Keywords: one-way clutch, mode of deformation, finite element method.

Напряженно-деформированное состояние (НДС) мелко модульных храповых зубьев — один из основных параметров, определяющих работоспособность эксцентриковых механизмов свободного хода (МСХ) нефрикционного типа.

В заклиненном состоянии в зацеплении храповых зубьев действуют нормальная F_N и окружная F_t силы, которые определяют по формулам

$$F_N = \frac{2T \cos \lambda}{z_k d \sin(\lambda + \alpha)} \quad (1)$$

и

$$F_t = \frac{2T}{z_k d_w}, \quad (2)$$

где T — вращающий момент, передаваемый механизмом; λ — угол давления; z_k — число эксцентриковых колец; d — диаметр эксцентрика; α — угол заклинивания; d_w — начальный диаметр зубчатого зацепления.

Под действием сил F_N и F_t храповые зубья находятся в сложном напряженном состоянии, которое характеризуется напряжениями, возникающими от изгиба, сжатия, сдвига и смятия их рабочих поверхностей.

Из формул (1) и (2) следует, что силы F_N и F_t связаны между собой соотношением

$$F_N = F_t \frac{d_w \cos \lambda}{d \sin(\lambda + \alpha)} = F_t \chi_F, \quad (3)$$

где χ_F — коэффициент, зависящий от характеристик механизма, $\chi_F = \frac{d_w \cos \lambda}{d \sin(\lambda + \alpha)}$. Отсюда равнодействующую силу, действующую в зацеплении можно определить по формуле

$$F_R = \sqrt{F_N^2 + F_t^2} = F_t \sqrt{\chi_F^2 + 1}. \quad (4)$$

Для анализа НДС храповых зубьев проведен вычислительный эксперимент методом конечных элементов (МКЭ), который реализовывали с использованием отечественного программного комплекса T-FLEX Анализ, функционирующего в среде T-FLEX CAD.

При проведении вычислительного эксперимента в качестве исследуемых факторов принимали эквивалентные напряжения σ_S и радиальные деформации δ_R , а в качестве независимых факторов — нормальное p_N и касательное p_t давления, действующие на рабочих поверхностях зубьев, и их геометрические параметры [1], которые рассчитывали в зависимости от модуля m_t .

На первом этапе исследования создавали трехмерную твердотельную модель храповых зубьев. На втором этапе на ее основе генерировали их конечно-элементную модель.

При составлении расчетной схемы приняты следующие допущения: нагрузка распределяется равномерно между зубьями и по поверхности их контакта; действие сил трения пренебрежимо мало.

Исследования проводили для зубьев с модулем $m_t = 0,4; 0,5; 0,6; 0,7$ и $0,8$ мм. Материал расчетной модели сталь ШХ15 (модуль упругости $E = 2,11 \cdot 10^5$ МПа, коэффициент Пуассона $\nu = 0,3$).

Поскольку схема нагружения всех зубьев одинакова, для снижения материально-временных затрат при одновременном исключении влияния краевых эффектов, в расчетной схеме принято три мелко модульных храповых зуба.

Граничные условия на рабочих поверхностях храповых зубьев задавали в силах, так как они легко определимы на начальной стадии расче-

та. Принцип приложения силовых факторов на примере центрального храпового зуба показан на рис. 1.

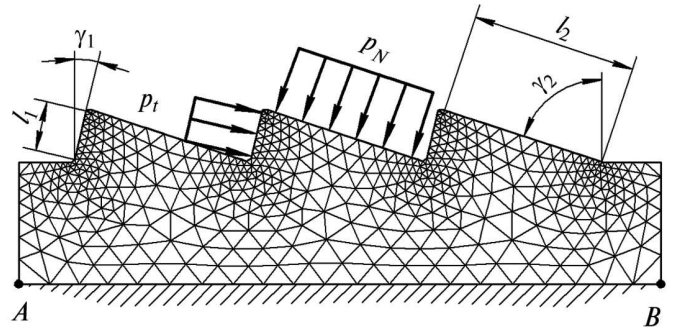


Рис. 1. Конечно-элементная модель и расчетная схема мелко модульных храповых зубьев (вид с торца)

Значения нормального p_N и касательного p_t давлений, действующих на один храповый зуб, рассчитывали по формулам

$$p_N = \frac{F_N}{z_1 l_2 \sin \gamma_2} \quad (5)$$

и

$$p_t = \frac{F_t}{z_1 l_1 \cos \gamma_1}, \quad (6)$$

где z_1 — число храповых зубьев на эксцентриковом кольце; l — толщина рабочей части эксцентрикового кольца; l_1 и l_2 — длины прямолинейных участков передней и задней кромок храповых зубьев; γ_1 и γ_2 — углы наклона передней и задней кромок храповых зубьев.

При расчетах на прочность по формулам (5) и (6) можно принять $l_1 \approx 0,88 m_t / \cos \gamma_1$ и $l_2 \approx 0,88 m_t / \cos \gamma_2$.

Граничные условия на участке AB задавали в перемещениях — неподвижная распределенная опора.

НДС храповых зубьев удобно рассматривать в зависимости от одного силового фактора — равнодействующего давления, которое с учетом выражений (5)—(8) можно найти по формуле

$$p_R = \frac{1,13 F_t}{z_1 l_1 m_t} \sqrt{(\chi_F \operatorname{ctg} \gamma_2)^2 + 1}, \quad (7)$$

При задании величины передаваемой нагрузки в качестве ее предельного значения

принимали $p_R = 10 \dots 20$ МПа по аналогии со шлицевыми прямобочными подвижными соединениями [2].

Как показали результаты исследований, при параметрах $m_t = 0,5$ мм и $p_R = 10$ МПа, максимальные напряжения ($\sigma_S = 16$ МПа) возникают в области основания (галтели) передней кромки храповых зубьев. Это соответствует зоне действия максимальных напряжений в зубьях шлицевых соединений [2]. Напряжения, образующиеся в других областях храповых зубьев, меньше и составляют $\sigma_S = 7 \dots 12$ МПа.

Наибольшие деформации ($\delta_R = 0,045$ мкм) возникают на задней кромке зуба, деформации его других областей находятся в пределах $\delta_R = 0,022 \dots 0,036$ мкм. Величиной деформаций можно пренебречь, так как они сопоставимы с контактными деформациями и на несколько порядков меньше объемных деформаций других рабочих элементов механизма [3].

Анализ изменения максимальных напряжений храповых зубьев σ_S в зависимости от равнодействующего давления и модуля (рис. 2) показывает, что увеличение модуля приводит к нелинейному уменьшению возникающих напряжений, а равнодействующего давления — к их линейному увеличению. Характер этой взаимосвязи можно описать эмпирической зависимостью [4]:

$$\sigma_S = p_R m_t^{-0,75}. \quad (8)$$

Относительная погрешность экспериментальных и теоретических результатов, полученных по зависимости (8), составляет 1,3...6,9 %.

После подстановки выражения (7) в формулу (8) получим зависимость для расчета максимальных эквивалентных напряжений:

$$\sigma_S = \frac{K_\sigma F_t}{z_1 l_1 m_t^{1,75}} \sqrt{(\chi_F \text{ctg} \gamma_2)^2 + 1}, \quad (9)$$

где K_σ — вспомогательный эмпирический коэффициент, $K_\sigma = 1,13^{0,75}$ мм.

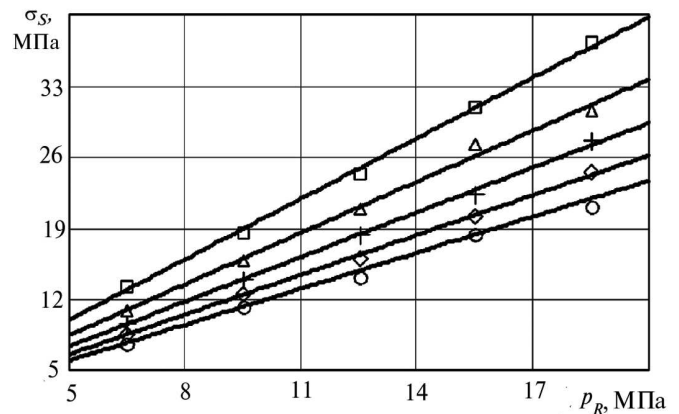


Рис. 2. Зависимость эквивалентного напряжения от равнодействующего давления при модуле:

$m_t = 0,4$ мм (□); $m_t = 0,5$ мм (Δ); $m_t = 0,6$ мм (+);
 $m_t = 0,7$ мм (◇) и $m_t = 0,8$ мм (○)

Опыт эксплуатации зубчатых соединений показал, что их работоспособность лимитируется напряжениями смятия, особенно при циклической нагрузке. Поэтому расчетное максимальное напряжение σ_S целесообразно сравнивать с допускаемым напряжением смятия.

После подстановки формулы (2) в выражение (0) получим зависимость для расчета нагрузочной способности эксцентрикового МСХ нефрикционного типа:

$$T = K_m \frac{z_k z_1 l_1 d_w m_t^{1,75} [\sigma_S]}{\sqrt{(\chi_F \text{ctg} \gamma_2)^2 + 1}}, \quad (10)$$

где K_m — вспомогательный эмпирический коэффициент, $K_m = 0,442^{-0,75}$ мм.

Литература

1. Шарков О.В. Синтез мелко модульных храповых зубьев эксцентриковых механизмов свободного хода нефрикционного типа // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. 2011. № 3. С. 30—32.
2. Глухарев Е.Г., Зубарев Н.И. Зубчатые соединения: справочник. Л.: Машиностроение, 1983. 270 с.
3. Шарков О.В., Золотов И.А. Анализ упругой податливости внешней обоймы эксцентриковых механизмов свободного хода нефрикционного типа методом конечных элементов // Машиностроитель. 2010. № 10. С. 26—29.
4. Львовский Е.Н. Статистические методы построения эмпирических формул. М.: Высш. шк., 1988. 224 с.

Статья поступила в редакцию 24.03.2011 г.