

УДК 621.825

В.С. ГАПОНОВ, д-р техн. наук; проф. НТУ «ХПИ», г. Харьков
Ю.А. ОСТАПЧУК, канд. техн. наук; доц. НТУ «ХПИ», г. Харьков

ОЦЕНКА ОСТАТОЧНОГО РЕСУРСА ЗУБЧАТОЙ МУФТЫ ГАЗОВОЙ ТУРБИНЫ

Розглянуто питання впливу радіальних зазорів у зубчастому зачепленні муфти, при яких збільшується питоме навантаження на кожен зуб, на ресурс муфти. Наведено метод оцінки залишкового ресурсу зубчастої муфти газової турбіни по напругах згину зубців і приклад розрахунку.

Questions of influence of radial backlashes in caged gearing on a elutch at which specific loading increases by each, on a resource coupler are considered. The estimation method of a residual resource on pressure of a bend of cogs and a calculation example is shown.

При модернизации турбин с целью увеличения мощности агрегата возникает вопрос оценки остаточного ресурса зубчатых муфт газовых турбин, соединяющих ротор турбины с валом компрессора [1].

Предполагаем, что остаточный ресурс определяется по напряжениям изгиба зубьев.

Для этого была исследована фактическая геометрия зацепления муфты (рис. 1).

1. Параметры зубчатого соединения в соответствии с ГОСТ 5006-83 (Муфты зубчатые. Технические условия).

Диаметр вершин зубьев втулки зубчатой

$$d_a = m \cdot (z + 2).$$

Для $d_a = 232$ мм соответствуют $m = 4$ мм и количество зубьев $z = 56$.

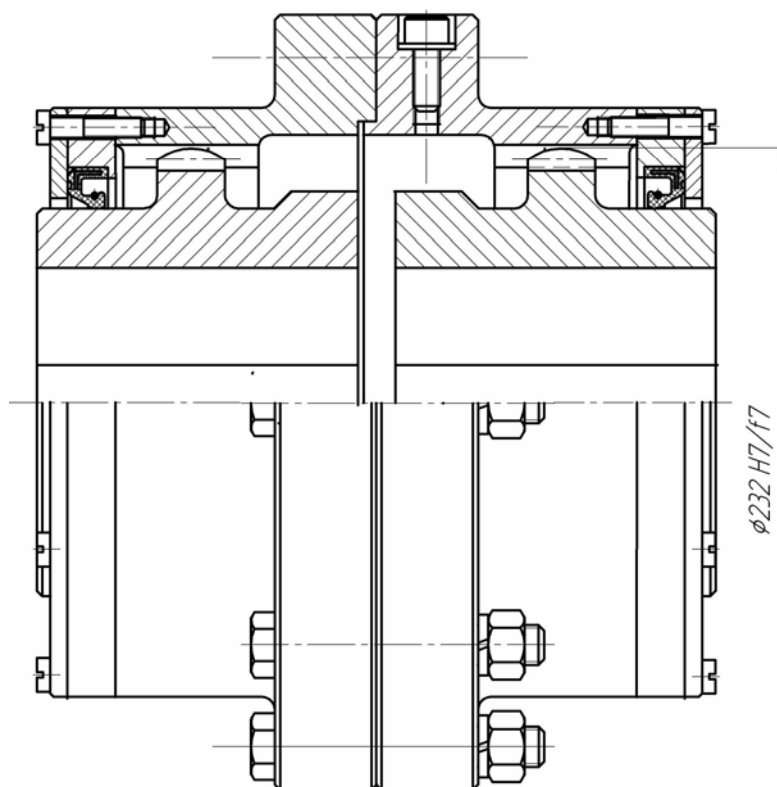


Рис. 1. Муфта

2. Зазоры в зубчатом соединении.

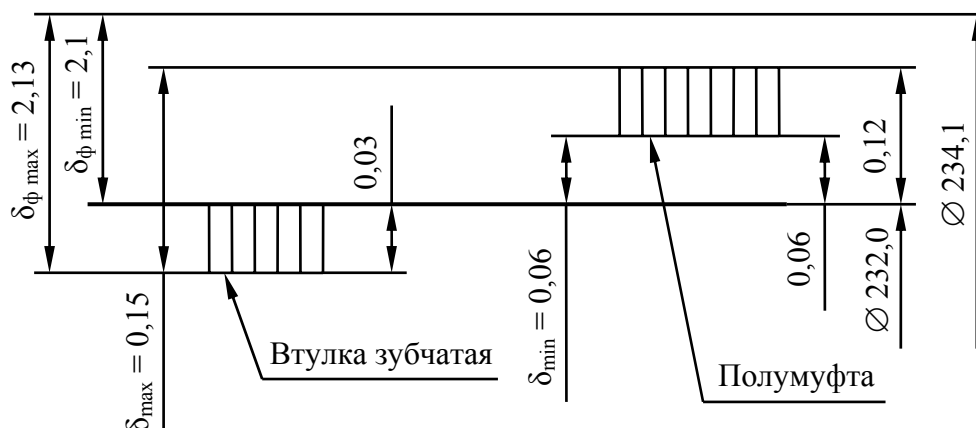


Рис. 2. Зазоры в зубчатом соединении

Здесь δ – зазоры в зубчатом соединении, соответствующие технической документации; δ_ϕ – зазоры в зубчатом соединении, соответствующие замерам изготовленной зубчатой муфты.

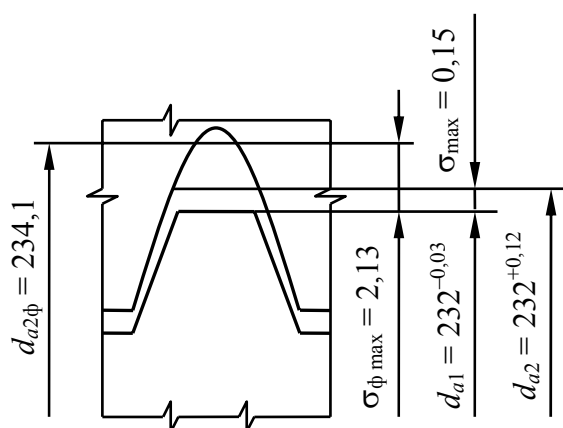


Рис. 3. Профили зубьев

3. Фактические и проектные профили зубьев полумуфты (обоймы).

Определим размер впадины между зубьями полумуфты на окружностях впадин фактического и проектного профилей [2, 3].

Известно, что существует зависимость [4]:

$$\frac{S'}{m'} = \frac{S}{m} + z \cdot (\text{inv}\alpha - \text{inv}\alpha'); \quad (1)$$

$$m = \frac{2r}{z}; \quad m' = \frac{2r'}{z};$$

$$\cos \alpha = \frac{r_0}{r}; \quad \cos \alpha' = \frac{r_0}{r'}.$$

Диаметр делительной окружности $d = m \cdot z = 4 \cdot 56 = 224$ мм.

Радиус делительной окружности $r = 0,5 \cdot d = 112$ мм.

Радиус основной окружности $r_0 = r \cdot \cos \alpha = 112 \cdot \cos 20^\circ = 105,245$ мм.

Радиус окружности впадин профиля зуба полумуфты фактический

$$r'_\phi = r_\phi = \frac{d_{a2\phi}}{2} = \frac{234,1}{2} = 117,05 \text{ мм}.$$

Модуль на окружности r'_ϕ

$$m'_\phi = \frac{2r'_\phi}{z} = \frac{2 \cdot 117,05}{56} = 4,18 \text{ мм}.$$

Толщина зуба на делительной окружности

$$S = 0,5 \cdot \pi \cdot 4 = 6,283 \text{ мм}.$$

Радиус окружности впадин профиля зуба проектный

$$r' = \frac{d_{a2}}{2} = \frac{232,12}{2} = 116,06 \text{ мм.}$$

Модуль на окружности r'

$$m' = \frac{2r'}{z} = \frac{2 \cdot 116,06}{56} = 4,145 \text{ мм.}$$

Инволюта $\text{inv } \alpha = \text{tg } \alpha - \alpha = \text{tg } 20^\circ - 20^\circ = 0,364 - 0,349 = 0,0149$.

$$\cos \alpha'_\phi = \frac{r_0}{r'_\phi} = \frac{105,245}{117,05} = 0,899; \quad \alpha'_\phi = 0,45298 \text{ рад;}$$

$$\cos \alpha' = \frac{r_0}{r'} = \frac{105,245}{116,06} = 0,9068; \quad \alpha' = 0,43513 \text{ рад;}$$

$$\text{inv } \alpha'_\phi = \text{tg } \alpha'_\phi - \alpha'_\phi = 0,0337; \quad \text{inv } \alpha' = \text{tg } \alpha' - \alpha' = 0,02971.$$

Можно записать (1) для S'_ϕ и S'

$$\frac{S'_\phi}{4,18} = \frac{6,283}{4} + 56 \cdot (0,0149 - 0,0337) = 0,51795; \quad S'_\phi = 2,165 \text{ мм;}$$

$$\frac{S'}{4,145} = \frac{6,283}{4} + 56 \cdot (0,0149 - 0,02971) = 0,74139; \quad S' = 3,073 \text{ мм.}$$

4. Концентрация напряжений на переходной поверхности впадин между зубьями полумуфты.

Из-за концентрации на переходной поверхности местные упругие напряжения σ_F будут больше положенных σ_0 , что учитывают введением теоретического коэффициента концентрации напряжений

$$\sigma_F = k_\sigma \cdot \sigma_0.$$

Для приближенной оценки теоретических коэффициентов концентрации напряжений можно использовать

$$k_\sigma = 1 + 0,15 \frac{S}{\rho}, \quad (2)$$

где S – размер впадины в основном сечении; ρ – средний радиус переходной поверхности.

При сравнении $k_{\sigma\phi}$ и k_σ (фактического и соответствующего проектному профилю впадины) принимаем $S_\phi = S$, так как изменение геометрии опасного сечения при переходе с S' на S'_ϕ для зуба (не для впадины) незначительное. Изменение ρ_ϕ в сравнении с ρ принимаем пропорциональным изменению S_ϕ в сравнении с S .

Запишем (2) в виде

$$k_\sigma = 1 + \Delta k_\sigma; \quad \Delta k_\sigma = 0,15 \frac{S}{\rho}.$$

Вычислим отношение
$$\frac{\Delta k_{\sigma\phi}}{\Delta k_\phi} = k_y = \frac{S'}{S'_\phi}; \quad k_y = \frac{3,073}{2,165} = 1,419.$$

Таким образом, увеличение радиального зазора в зубчатом соединении приводит к увеличению напряжений изгиба у ножки зуба полумуфты в 1,419 раза, что уменьшит соответствующий ресурс муфты.

5. Оценка ресурса зубчатой муфты по напряжениям изгиба зубьев полумуфты (обоймы).

Напряжение изгиба у ножки зуба полумуфты и ресурс (число циклов нагружения связаны эмпирической зависимостью) (рис. 4).

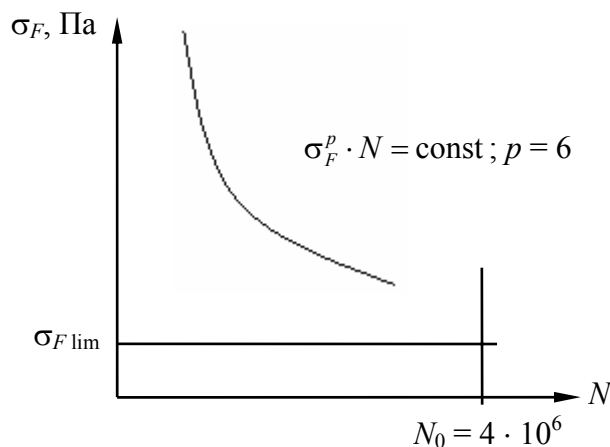


Рис. 4. Число циклов нагружения

Запишем из [4]:

$$\sigma_F^p \cdot N = \sigma_{F \text{ lim}}^p \cdot 4 \cdot 10^6; \quad \frac{\sigma_{F\phi}^p \cdot N_\phi}{\sigma_F^p} = \frac{\sigma_{F \text{ lim}}^p \cdot 4 \cdot 10^6}{\sigma_{F \text{ lim}}^p \cdot 4 \cdot 10^6} = 1,$$

откуда имеем

$$\frac{N}{N_\phi} = \left(\frac{\sigma_{F\phi}}{\sigma_F} \right)^p = (k_y)^p = (1,419)^6 = 16,438.$$

Вывод: Ресурс муфты по напряжениям изгиба из-за погрешностей в изготовлении может быть уменьшен в 16,4 раза.

Список литературы: 1. Смоленский А.Н. Конструкция, прочность и металлы элементов паровых турбин: Учебник для вузов. – К.: Вища школа, 1979. – 352 с. 2. Иосилевич Г.Б. Детали машин. – М.: Машиностроение, 1988. – 368 с. 3. Решетов Д.Н. Детали машин. – М.: Машиностроение, 1989. – 496 с. 4. Заблонский К.И. Определение нормальных напряжений на переходной поверхности зуба косозубого эвольвентного колеса судового редуктора / К.И. Заблонский, Н.А. Цецорин, Ф.Ф. Беляев // В сб.: Судостроение и морские сооружения. – 1971. – Вып. 15. – С. 89-95. 5. Начинкин В.П. Изгибная и контактная прочность зубчатых муфт с бочкообразным зубом // Вест. Машиностр., 1982. – № 7. – С. 22-25.

© Гапонов В.С., Остапчук Ю.А., 2010
Поступила в редколлегию 18.02.10