

В.С. ПОДГУРЕНКО, к.т.н., директор ООО "Ветряной парк "Очаковский", Николаев

ПОВЫШЕНИЕ РАБОТОСПОСОБНОСТИ ЗУБЧАТЫХ МУФТ, РАБОТАЮЩИХ ПРИ ПЕРЕКОСАХ ОСЕЙ СОЕДИНЯЕМЫХ ВАЛОВ

Даны рекомендации по улучшению работоспособности зубчатых муфт с учетом мероприятий, направленных на увеличение износостойкости зубьев и повышение нагрузочной способности.

Ключевые слова: муфта, зубья, бочкообразность, износостойкость, нагрузочная способность.

Постановка проблемы. Повышение работоспособности зубчатых муфт, работающих при перекосах осей соединяемых валов, является актуальной проблемой, успешное решение которой целиком и полностью предопределяет эффективность эксплуатации систем и агрегатов энергетических установок. Данная проблема является неразрывной составной частью существующих научных программ и заданий практически во всех отраслях машиностроения, выпускающих зубчатые муфты.

Анализ последних исследований. Работоспособность зубчатых муфт определяется износом и нагруженностью зубьев. Износостойкость зубьев требует рассмотрения совокупности проблем смазки, трения, износа и тепловыделений в зоне контакта. Нагрузочной способности зубчатых муфт с бочкообразными зубьями втулок и с прямыми зубьями обойм или с прямыми зубьями втулок и обойм в настоящее время посвящено значительное количество работ [1-7]. Однако практически отсутствуют исследования, направленные на повышение нагрузочной способности зубчатых муфт.

Цель работы. Дать рекомендации по улучшению работоспособности зубчатых муфт с учетом мероприятий, направленных на увеличение износостойкости зубьев и повышение нагрузочной способности.

Изложение основного материала. Износостойкость зубьев взаимосвязана с режимами трения в зоне контакта [8]. Режимы трения зависят от многих факторов, в том числе от сорта масла, передаваемой нагрузки, скорости, угла перекоса осей, шероховатости трущихся поверхностей, свойств материала и способов химико-термического упрочнения зубьев. О наличии полужидкостного или жидкостного режимов трения в зубчатых муфтах можно судить по относительной толщине масляного слоя h_a , равной h/R_a , где h – минимальная толщина масляного слоя; R_a – среднее арифметическое отклонение профиля шероховатости. Если в зубчатой муфте $h_a > 1$, то режим трения в зоне контакта следует рассматривать как жидкостный. При $h_a < 1$ режим трения является полужидкостным [8].

Минимальную толщину масляного слоя необходимо определять как $h = h_0/K_h$, где h_0 – толщина масляного слоя, соответствующая среднеинтегральной скорости перемещения зубьев $V_{\Sigma ср}$, $K_h = 1,2-1,4$ – коэффициент, учитывающий уменьшение толщины масляного слоя h_0 при выходе пятна контакта на торцы зубьев. Переход от h к h_0 при рассмотрении h_a обусловлен тем, что зависимость для h по сравнению с зависимостью для h_0 , является более сложной и содержит входящие в нее параметры в неявном виде.

Полагая, что при $h_0/K_h \geq R_a$ существует режим жидкостного трения, определим необходимую вязкость масла, соответствующую этому режиму, а по вязко-

© В.С. Подгуренко, 2013

сти масла найдем сорт масла. При расчете вязкости масла воспользуемся формулой [8] для h_0 считая пьезокоэффициент вязкости масла $\alpha_0=0,2 \cdot 10^{-7} \text{1/Па}$. В действительности $1/\text{Па} \leq \alpha_0 \leq 10^{-7} \text{1/Па}$, что необходимо учитывать при уточненном расчете.

Отсюда зависимость для определения вязкости масла μ_0 при наличии жидкостного трения примет вид

$$\mu_0 \geq \left(\frac{0,73 \cdot 10^4 K_h R_d \omega_m^{0,19}}{R_1^{0,41} V_{\Sigma \text{ср}}^{0,7}} \right)^{1,43}, \quad (1)$$

где $\omega_m = F_m/h_p$ – удельная нагрузка на единицу рабочей высоты зуба; R_1 – радиус бочкообразности зубьев втулки; $F_m = 2T/(mz^2)$ – усилие, передаваемое сопряженной парой зубьев; T – вращательный момент; m – модуль; z – число зубьев.

По найденной вязкости масла μ_0 , выбирается сорт масла при температуре t_k в зоне контакта зубьев [8] и пьезокоэффициент вязкости масла, соответствующий данному сорту масла и его температуре. С учетом действительного значения α_0 уточняется вязкость масла по (1). Если окажется, что найденная вязкость масла больше вязкости имеющихся в наличии масел, то при заданных параметрах ω_m , $V_{\Sigma \text{ср}}$, R_1 , R_d режим трения в зоне контакта зубьев будет полужидкостным.

В зубчатых муфтах с прямыми зубьями создание жидкостных режимов трения затруднено, поэтому определение вязкости масла для полужидкостных режимов трения при $\alpha_0=0,2 \cdot 10^{-7} \text{1/Па}$ и $K_h=1$ следует производить по формуле [1]

$$\mu_0 \geq \left(\frac{0,57 \cdot 10^4 R_a \omega_m^{0,23}}{\rho_{\text{пр}}^{0,44} (\omega r \psi)^{0,69}} \right)^{1,45}, \quad (2)$$

где $\rho_{\text{пр}}$ – условный приведенный радиус кривизны прямых зубьев [8]; ω – угловая скорость муфты; r – радиус делительной окружности.

В формулы (1) и (2) необходимо подставлять R_d , R_1 , $\rho_{\text{пр}}$, r в м, ω_m в Н/м, $V_{\Sigma \text{ср}}$ в м/с, ω в с^{-1} , ψ в рад, тогда μ_0 будет выражаться в Па·с.

Определим режим трения и сорт масла для зубчатой муфты, у которой $K_h=1,25$, $R_d=2,5 \cdot 10^{-6} \text{м}$, $\omega_m=9 \cdot 10^5 \text{Н/м}$, $R_1=1,6 \text{м}$, $V_{\Sigma \text{ср}}=1,46 \text{м/с}$, $t_k=50^\circ \text{С}$. По формуле (1) находим $\mu_0=2,6 \cdot 10^{-2} \text{Па·с}$. Указанной вязкости масла соответствует, например, маслосмесь, состоящая из 35% трансформаторного масла и 65% масла МС-20, у которой при $t_k=50^\circ \text{С}$, $\mu_0 > 2,6 \cdot 10^{-2} \text{Па·с}$. В действительности располагаем маслосмесью, состоящей из 65% трансформаторного масла и 35% масла МС-20, у которой при $t_k=50^\circ \text{С}$ вязкость $\mu_0 < 2,6 \cdot 10^{-2} \text{Па·с}$. Следовательно, при использовании имеющейся в наличии маслосмеси зубчатая муфта будет работать в режиме полужидкостного трения. Величина α_0 для указанной маслосмеси равна $0,187 \cdot 10^{-7} \text{1/Па}$, и ее влияние при уточненном расчете незначительно.

Для зубчатых муфт, работающих в полужидкостных режимах трения, характерны износы трущихся поверхностей зубьев. Задаваясь допустимыми величинами износа Π зубьев и полагая, что твердость и материал зубьев втулки и обоймы одинаковы, получим зависимости для нахождения относительных пределов текучести материала для зубчатых муфт с бочкообразными и прямыми зубьями [8], которые имеют вид:

$$\frac{\bar{\sigma}_\tau}{(R_1 \Pi \cdot HB)^{0,5}} = \frac{1,73 \cdot 10^{-3} (1 - \bar{h}_a) \omega_m^{0,565} (mz \omega \psi)^{0,365}}{(R_1 \Pi \cdot HB)^{0,5}}; \quad (3) \quad \frac{\bar{\sigma}_\tau}{(\pi b \Pi \cdot HB)^{0,5}} = \frac{0,51 \cdot 10^{-2} (1 - \bar{h}_a) \omega_m^{0,585} \psi^{0,5} (mz \omega \psi)^{0,445}}{(\pi b \Pi \cdot HB)^{0,5}}, \quad (4)$$

где $\bar{HB} = HB/(10^3 \text{МПа})$ – относительная твердость рабочих поверхностей

зубьев; \overline{HB} – твердость рабочих поверхностей зубьев в МПа по Бринеллю.

Зная σ_T , можно определим, предел текучести материала $\sigma_T = 10^3 \overline{\sigma}_T$ в МПа, а по σ_m выбрать марку стали с соответствующими характеристиками.

Если известен материал зубьев, то после преобразований (3) и (4) можно определить необходимую твердость материала:

$$\overline{HB} = \frac{3 \cdot 10^{-6} (1 - \overline{h}_a)^2 \omega_m^{1,13} (mz\omega\psi)^{0,73}}{R_1 \sigma_T \Pi^2}; \quad (5) \quad \overline{HB} = \frac{2,55 \cdot 10^{-5} (1 - \overline{h}_a)^2 \omega_m^{1,17} \psi (mz\omega\psi)^{0,89}}{\pi b \sigma_T \Pi^2}. \quad (6)$$

При использовании (3-6) необходимо подставлять R_1 , b , m в м, Π в мм, ω_m в Н/м, ω в c^{-1} и ψ в рад.

Допустимая величина износа Π трущихся поверхностей зубьев зависит от многих факторов, в том числе от условий эксплуатации зубчатых муфт и предъявляемых к ним требований. Применительно к зубчатым муфтам, например, судовых агрегатов можно исходить, из $\Pi \leq j_n$, где j_n – величина нормального бокового зазора между зубьями. Для зубчатых муфт общего машиностроения, работающих при больших углах перекося осей, следует принимать $\Pi \leq 2j_n$, а для авиационных зубчатых муфт – $\Pi \leq 2F_r$, где F_r – величина накопленной погрешности окружных шагов зубьев.

Определим необходимую твердость рабочих поверхностей зубьев муфты, у которой $h_a = 0,35$, $\omega_m = 9 \cdot 10^5$ Н/м, $z = 58$, $\omega = 220 c^{-1}$, $\psi = 6,25 \cdot 10^{-3}$ рад, $R_1 = 2,62$ м, материал – сталь 18ХНВА, $\Pi = 0,35$ мм. По формуле (5) для стали 18ХНВА, у которой $\sigma_T = 850$ МПа, определим $\overline{HB} = 5,9$. Тогда $HB = \overline{HB} \cdot 10^3$ МПа = 5900 МПа. Указанная твердость зубьев может быть обеспечена путем их азотирования.

Если Π увеличить в 2 раза, то полученная твердость будет соответствовать примерно твердости стали 18ХНВА, и в этом случае отпадает необходимость в химико-термическом упрочнении трущихся поверхностей зубьев. Химико-термического упрочнения можно избежать также и в том случае, если в данном примере принять $\overline{h}_a = 0,54$ вместо $h_a = 0,35$. Увеличение \overline{h}_a возможно либо за счет применения более вязкого масла или за счет снижения величины шероховатости поверхностей.

Таким образом, приведенные зависимости (3-6) указывают на широкие возможности повышения износостойкости зубьев. Существенно на износостойкость зубьев влияет твердость и свойства материалов. Наряду с другими факторами, определяющее влияние на износостойкость зубьев оказывает смазка. Из (3-6) следует, что величина $1 - \overline{h}_a$ может изменяться в десятки и даже в сотни раз, особенно в режимах граничного трения.

В [8] показано, что сведение бочкообразности на зубьях втулки привело к увеличению нагрузочной способности, например, зубчатых муфт судовых агрегатов на 30-40%. Одним из резервов повышения нагрузочной способности является увеличение податливости валов, соединяющих зубчатые муфты, а также создание более тонкостенных конструкций втулок и обойм.

На снижение нагрузочной способности зубчатых муфт влияет не только бочкообразность зубьев втулки, но и бочкообразность зубьев обоймы.

Рассмотрим сравнительную оценку нагрузочной способности зубчатых муфт с бочкообразными зубьями втулок и прямыми зубьями обойм и зубчатых муфт, у которых зубья втулок и обойм бочкообразные, используя коэф-

коэффициент перегрузки зубьев.

Коэффициент перегрузки зубьев K_p представляет собой отношение максимального усилия F_{\max} , действующего на наиболее нагруженную сопряженную пару зубьев, к усилию F_m , определяемому из условия равномерного распределения нагрузки между зубьями. В том случае, когда при перекосе осей часть зубьев вышла из зацепления, что характеризуется неравенством

$$F_m < \frac{R_1 \Psi^2 (R_2 - R_1) \cos \alpha_w}{4R_2 \delta_\Sigma},$$

зависимость для K_p имеет вид [8]

$$K_p = \frac{\pi}{2\gamma} + \frac{R_1 \Psi^2}{4F_m \delta_\Sigma} \left(1 - \frac{R_1}{R_2}\right) \left(1 - \frac{\sin 2\gamma}{2\gamma}\right) \cos \alpha_w, \quad (7)$$

где R_2 – радиус бочкообразности зубьев обоймы; γ – параметрический угол, определяющий количество зубьев, находящихся в зацеплении.

Если F_m больше правой части указанного неравенства, то все зубья участвуют в зацеплении, и в этом случае необходимо в (7) положить $\gamma = \pi/2$ тогда получим

$$K_p = 1 + \frac{R_1 \Psi^2}{4F_m \delta_\Sigma} \left(1 - \frac{R_1}{R_2}\right) \cos \alpha_w. \quad (8)$$

Положив в (7), (8) $R_2 = \infty$, найдем зависимости K_p для зубчатых муфт с бочкообразными зубьями втулок и прямыми зубьями обойм:

$$K_p = \frac{\pi}{2\gamma} + \frac{R_1 \Psi^2}{4F_m \delta_\Sigma} \left(1 - \frac{\sin 2\gamma}{2\gamma}\right) \cos \alpha_w; \quad (9) \quad K_p = 1 + \frac{R_1 \Psi^2}{4F_m \delta_\Sigma} \cos \alpha_w. \quad (10)$$

Из анализа выражений (7) и (8) следует, что коэффициент перегрузки зубьев при $R_1 < R_2$ всегда больше единицы, и он уменьшается при снижении R_2 , а при $R_1 = R_2$ становятся равными единице или очень близкими к ней. Случай, когда $R_1 > R_2$, с физической точки зрения является неправдоподобным, так как при этом коэффициенты перегрузки зубьев становятся меньше единицы. Следовательно, придавая одинаковую бочкообразность зубьям втулок и обойм, можно существенно снизить неравномерность распределения усилий между зубьями, а при $R_1 = R_2$ добиться ее ликвидации. Таким образом, исходя из $R_1 = R_2$, можно спроектировать зубчатую муфту, которая с точки зрения распределения нагрузки между зубьями приближается к идеальным шарнирам.

Анализ (9) и (10) показал, что коэффициенты перегрузки зубчатых муфт с бочкообразными зубьями втулок и прямыми зубьями обойм всегда больше единицы, и они для зубчатых муфт общего назначения находятся в пределах 1,7-3.

Сравнения зубчатых муфт указывают на то, что введение бочкообразности также и на зубьях обоймы приводит к повышению нагрузочной способности зубчатых муфт по напряжениям изгиба в 1,7-3 раза. Повышение нагрузочной способности зубчатых муфт по контактным напряжениям является менее ощутимым, так как при равенстве R_1 и R_2 приведенный радиус кривизны для модели внешнего контакта двух цилиндров уменьшается вдвое.

При расчете на прочность нагрузочная способность зубчатых муфт в основном определяется переменными напряжениями изгиба. Контактные напряжения в большинстве случаев не лимитируют нагруженность зубьев.

Зубчатые муфты работают в режимах полужидкостного и жидкостного трения. При жидкостном трении работоспособность зубчатых муфт является практически неограниченной, однако не всегда предоставляется возможным спроектировать муфты для эксплуатации в указанных режимах трения. В большинстве случаев, особенно при больших углах перекоса осей, зубчатые муфты работают в режимах полужидкостного трения, для которых характерны износы зубьев.

Зависимости (3-6) позволяют определить износостойкость зубьев за 10^7 циклов. Указанные зависимости учитывают взаимное влияние на износ зубьев смазки, шероховатости поверхностей, нагрузки, скорости вращения, углов перекоса осей, размеров, твердости трущихся поверхностей, материалов и формы боковых образующих зубьев.

Выводы:

1. В значительной степени износостойкость зубьев зависит от твердости трущихся поверхностей и материал зубьев, в связи с чем, при изготовлении зубчатых муфт следует применять легированные стали и подвергать зубья химикотермическому упрочнению, что повысит их износостойкость в 20-30 раз в сравнении с зубьями, изготовленными из углеродистых сталей. Однако наибольшее влияние на износостойкость оказывает смазка, которая позволяет в десятки и даже в сотни раз уменьшать износ зубьев.

2. Для повышения нагрузочной способности зубчатых муфт необходимо при проектировании стремиться к уменьшению толщин стенок втулок и обойм и к увеличению податливости соединяемых валов.

3. Введение бочкообразности не только на зубьях втулок, но и на зубьях обойм, позволит резко повысить нагрузочную способность зубчатых муфт за счет равномерного распределения усилий между зубьями и существенно снизить металлоемкость конструкций, что приведет к повышению работоспособности.

Список литературы: 1. Айрапетов Э.Л. Зубчатые муфты [Текст] / Э.Л. Айрапетов, О.И. Косарев. – М.: Наука, 1982. – 128с. 2. Верховский А.Н. Определение напряжений в опасных сечениях деталей сложной формы [Текст] / А.Н. Верховский, В.П. Андронов. – М.: Машгиз, 1958 – 147с. 3. Поляков В.С. Нагрузочная способность зубчатых муфт с бочкообразными зубьями [Текст] / В.С. Поляков, В.Н. Косыкин [Текст] // В кн.: Конструкция и расчет машин. – Л.: ЛПИ, 1966. – С.11-25. 4. Попов А.П. Экспериментальное исследование зубчатых соединений с криволинейными образующими зубьев в статических условиях [Текст] / А.П. Попов, В.В. Алексеенко // Труды НКИ. – Николаев, 1973. – Вып.67. – С.3-9. 5. А.с. 1695009 СССР. Зубчатая муфта [Текст] / А.П. Попов (СССР). – 4710770/27; заявл. 26.06.89; опубл. 30.11.91. Бюл. №44. 6. А.с. 1504394 СССР. Зубчатая муфта [Текст] / А.П. Попов (СССР). – 4089604/31-27; заявл. 09.07.86; опубл. 30.08.89, Бюл. №32. 7. Попов А.П. Исследование законов распределения зазоров между зубьями зубчатых муфт с различными формами образующих боковых поверхностей зубьев [Текст] / А.П. Попов // Смазка и трение в судовых машинах: Сб. научн. тр. – Николаев: НКИ, 1992. – С.30-46. 8. Попов А.П. Зубчатые муфты в судовых агрегатах [Текст] / А.П. Попов. – Л.: Судостроение, 1985. – 240с.

Поступила в редколлегию 09.04.2013

УДК 621.833

Повышение работоспособности зубчатых муфт, работающих при перекосах осей соединяемых валов / В.С. Подгуренко // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х.: НТУ "ХПІ". – 2013. – №41(1014). – С.94-98. – Бібліогр.: 8 назв.

Дано рекомендації по поліпшенню працездатності зубчатих муфт з урахуванням заходів, спрямованих на збільшення зносостійкості зубів і підвищення навантажувальної здатності.

Ключові слова: муфта, зуби, бочкоподібність, зносостійкість, навантажувальна здатність.

The recommendations on improvement of working ability of gear couplings with regard to measures directed to increasing of abrasion resistance and load capacity.

Keywords: coupling, teeth, barrel, abrasion resistance, load capacity.