

А.П. ПОПОВ, д.т.н., проф., заведующий каф. механики и конструирования машин НУК им. адм. Макарова, Николаев;
О.И. САВЕНКОВ, ассистент НУК им. адм. Макарова;
Л.А. ПОПОВА, научный сотрудник НУК им. адм. Макарова

ИННОВАЦИОННЫЕ ЗУБЧАТЫЕ МУФТЫ СУДОВЫХ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ УСТАНОВОК

*Памяти проф. А.И. Павлова
посвящается*

В работе впервые на основе криволинейных образующих переменной кривизны боковых поверхностей зубьев втулки разработаны зубчатые муфты, нечувствительные к расцентровкам осей соединяемых валов судовых агрегатов.

Ключевые слова: муфта, зубья, модификация, перекося, оси, нагрузка.

Постановка проблемы. Разработка и создание высоконагруженных зубчатых муфт, предназначенных для эксплуатации в условиях перекося осей соединяемых валов агрегатов, является актуальной проблемой, успешное решение которой предопределяет эксплуатационные характеристики и технико-экономические показатели машин и механизмов судовых энергетических установок. Данная проблема является неразрывной составной частью существующих в настоящее время научных программ и заданий практически во всех отраслях машиностроения, выпускающих зубчатые муфты. Для успешного решения указанной проблемы необходимы не только новые технические решения, но и технологические возможности изготовления вновь создаваемых зубчатых муфт.

Анализ последних исследований. Наиболее полно исследования по созданию зубчатых муфт, обладающих высокой нагрузочной способностью, на основе новых технических решений изложены в [1-7]. При этом определены три наиболее перспективных направления при решении указанной проблемы, а именно: профилирование разверток делительных цилиндров зубчатых втулок и обоей соответственно с наружными и внутренними зубьями; создание зубчатых муфт с трехвенцовыми втулками и одновенцовыми обоями; разработка зубчатых муфт с комбинированной продольной модификацией наружных и внутренних зубьев.

Цель работы. Доказательства на основе новых технических решений и теоретических исследований уникальности зубчатых муфт, которые в процессе нагружения не реагируют на расцентровки осей соединяемых валов, т.е. практически работают как идеальный шарнир. Для этих муфт характерна продольная модификация наружных зубьев втулки. Указанная продольная модификация наружных зубьев выполнена в виде криволинейных образующих их боковых поверхностей, характеризующихся переменной кривизной. При этом кривизна образующих боковых поверхностей зубьев возрастает от середины зубьев к их торцам, в связи с чем радиус кривизны образующих, как величина переменная, наоборот, уменьшается от середины зубьев к их торцевым участкам.

Изложение основного материала. Сначала решение задачи выполним для случая, когда образующие боковых поверхностей наружных зубьев втулки представляют собой дуги окружностей с радиусом кривизны R . Затем по-

лученные решения преобразуем в выражения для образующих боковых поверхностей указанных зубьев переменной кривизны, характеризуемых радиусом $R(\varphi)$, где $\varphi=\theta+\alpha$ – текущий угол поворота зубьев; θ – угол поворота зубьев относительно оси y (рисунок 1,а); α – угол давления на дуге, проведенной радиусом r ; знаки "±" – характеризуют направления вращения зубчатой муфты.

Перейдем к определению закона распределения зазоров между зубьями в условиях перекоса осей, обратившись к рисунку 1. На этом рисунке эвольвента 1 после перекоса осей на угол ψ занимает положение 2 (рисунок 1,а). Указанным эвольвентным кривым 1 и 2 соответствуют образующие боковой поверхности зуба 3 и 4 (рисунок 1,б).

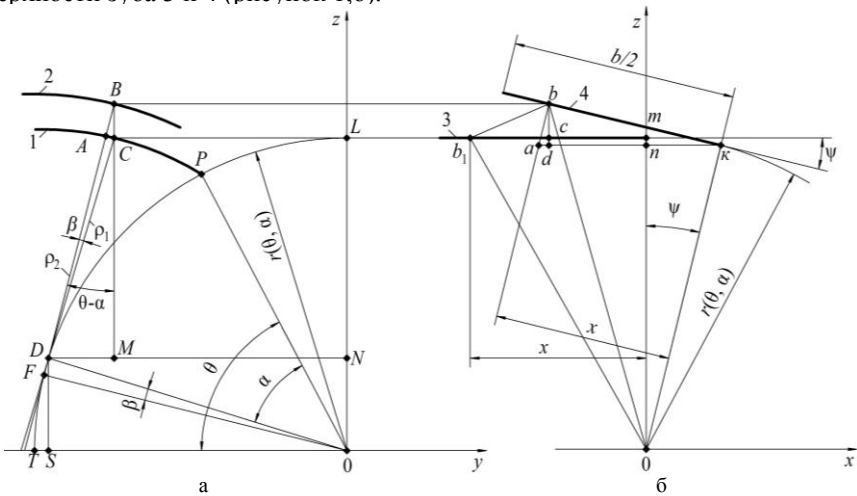


Рисунок 1 – Распределение зазоров между зубьями в условиях перекоса осей:

а – положение эвольвентных кривых 1 и 2 в плоскости, нормальной к оси муфты;

б – положение поверхности 3 и 4 боковой поверхности зуба в плоскости оси муфты

Из прямоугольного треугольника BAC (рисунок 1,а) следует, что изменение величины нормального бокового зазора вследствие перекоса осей выглядиет так:

$$j'_n(\theta, \alpha) = AB = AC \cdot \cos(\theta - \alpha). \quad (1)$$

где величина отрезка $BC=bc$.

В свою очередь, величина отрезка $bc=bd-dc$ (рисунок 1,б). В соответствии с рисунком 1,б отрезок $bd = ab \cdot \cos \psi$, где $ab=xtg\psi$. С учетом выражения отрезка ab зависимость отрезка bd примет вид

$$bd = x \sin \psi. \quad (2)$$

Величина отрезка dc в соответствии с рисунком 1,б будет равна

$$dc = mn = Om - On = r(\theta, \alpha) - r(\theta, \alpha) \cos \psi = r(\theta, \alpha)(1 - \cos \psi). \quad (3)$$

С учетом выражений (2) и (3) зависимость (1) представим следующим образом,

$$j'_n(\theta, \alpha) = [x \sin \psi - r(\theta, \alpha)(1 - \cos \psi)] \cos(\theta - \alpha). \quad (4)$$

Учитывая, что угол ψ является величиной малого порядка, разложим каждую из функции $\sin \psi$ и $\cos \psi$ в ряд, в связи с чем получим: $\sin \psi \approx \psi$; $\cos \psi = 1 - \psi^2/2$.

На основании выражений $\sin\psi$ и $\cos\psi$ представим уравнение (1) следующим образом,

$$j_n'(\theta, \alpha) = \left[x - \frac{\Psi}{2} r(\theta, \alpha) \right] \Psi \cos(\theta - \alpha). \quad (5)$$

Радиус $r(\theta, \alpha)$ является переменной величиной, так как он зависит от места расположения формы образующей боковой поверхности зуба по его высоте, а также от места нахождения зуба, характеризуемого углом поворота θ , в связи с чем необходимо определить выражение $r(\theta, \alpha)$. Для этого, исходя из рисунка 1,а запишем $r(\theta, \alpha) = ON + NL$, где

$$\left. \begin{aligned} ON &= DS = r(\theta, \alpha) \sin(\theta - \alpha); \\ NL &= MC = CD \cos(\theta - \alpha). \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

Так как отрезок CD равен радиусу кривизны эвольвенты в точке C (рисунок 1,а), который выражен через ρ_1 , то $MC = \rho_1 \cos(\theta - \alpha - \beta)$. С другой стороны, учитывая обкатывание воспроизводящей прямой по окружности без скольжения, запишем $\rho_1 = DP = \alpha r(\theta, \alpha)$, тогда второе выражение (6) примет вид

$$NL = MC = \alpha r(\theta, \alpha) \cos(\theta - \alpha - \beta). \quad (7)$$

На основании зависимостей (6) и (7) получим зависимость радиуса

$$r(\theta, \alpha) = r(\theta, \alpha) [\sin(\theta - \alpha) + \alpha \cos(\theta - \alpha - \beta)], \quad (8)$$

где β – угол, заключенный между радиусами кривизны ρ_1 и ρ_2 эвольвентной кривой соответственно в точках C и A , представляющей собой величину малого порядка.

Использование уравнения (8) в приведенном виде невозможно, так как оно является трансцендентным с тремя неизвестными углами θ , α и β , а именно,

$$\sin(\theta - \alpha) + \alpha \cos(\theta - \alpha - \beta) = 1.$$

В связи с этим упростим выражение (8), исходя из следующих допущений. Угол β , как величину малого порядка, примем равным нулю. Угол α , как известно, изменяется по высоте зуба, возрастая от ножки зуба к его головке. Следовательно, боковой зазор по высоте зубьев изменяется в очень малых пределах, что можно не учитывать при получении функции (1). На основании изложенного в качестве расчетного примем угол давления α , равным углу зацепления α_w , которому соответствует радиус делительной окружности $r = mz/2$, где z – число зубьев; m – модуль.

В соответствии со сказанным, приняв углы $\alpha = \alpha_w$, угол $\beta = 0$, полагая радиус $r(\theta, \alpha)$, стоящий в правой части зависимости (8), равным $mz/2$, преобразуем уравнение (8) к виду

$$r(\theta, \alpha_w) = \frac{mz}{2} [\sin(\theta - \alpha_w) + \alpha_w \cos(\theta - \alpha_w)]. \quad (9)$$

Уравнение (9) содержит угол $\theta - \alpha_w$, который характеризует направление вращения зубчатой муфты, например, против часовой стрелки. Тогда в этом случае имеем $\theta - \alpha_w$, а в общем случае величина указанного угла равна $\theta \pm \alpha_w$. В дальнейшем примем угол $\theta \pm \alpha_w = \varphi$, в связи с чем уравнение (9) представим следующим образом,

$$r(\varphi) = \frac{mz}{2} (\sin \varphi + \alpha_w \cos \varphi). \quad (10)$$

В результате подстановки в выражение (5) зависимости (10) с учетом за-

мены $r(\theta, \alpha)$ на $r(\varphi)$ при $\alpha = \alpha_w$ получим в окончательном виде уравнение распределения нормальных боковых зазоров между зубьями, а именно,

$$j'_n(\varphi) = \left[x - \frac{mz\psi}{4} (\sin \varphi + \alpha_w \cos \alpha) \right] \psi \cos \varphi. \quad (11)$$

Уравнение (11) является основополагающим. Оно позволяет перейти к отысканию любой функции изменения нормальных боковых зазоров между зубьями с различными формами образующих их боковых поверхностей.

На основании уравнения (11) представим функцию распределения нормальных боковых зазоров между зубьями с прямолинейными образующими их боковых поверхностей (рисунок 2,а) в следующем виде,

$$j_n(\varphi) = j'_n - j'_n(\varphi) = \frac{j_n}{2} - \left[x - \frac{mz\psi}{4} (\sin \varphi + \alpha_w \cos \varphi) \right] \psi \cos \varphi, \quad (12)$$

где j'_n – половина величины нормального бокового зазора между зубьями до перекоса осей.

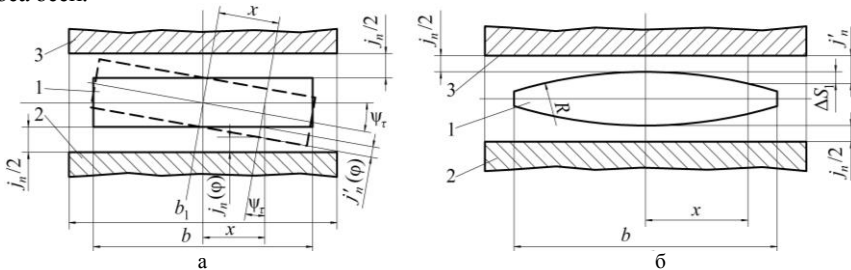


Рисунок 2 – Расположение зубьев муфты в среднем положении:

а – прямые зубья 1 втулки и 2, 3 обоймы; б – бочкообразные зубья втулки 1 и прямые зубья 2, 3 обоймы

А теперь обратимся непосредственно к зубчатой муфте с бочкообразными наружными и прямыми внутренними зубьями (рисунок 2,б). В этом случае, исходя из рисунка 2,б, запишем

$$j'_n = \frac{j_n}{2} + \Delta S, \quad (13)$$

где $\Delta S = x^2/2R_n$; $R_n = R/\cos \alpha_w$; R – радиус бочкообразности наружных зубьев втулки в нормальном сечении к профилю зуба; R – радиус бочкообразности сечения зуба; $x = R_n \psi \tau = (R\psi/\cos \alpha_w) \cos \varphi$ – текущая координата.

С учетом найденных выражений ΔS , x и R_n уравнение (13) примет вид

$$j'_n = \frac{j_n}{2} + \frac{R\psi^2}{2 \cos \alpha_w} \cos^2 \varphi. \quad (14)$$

В результате подстановки правых частей выражений x и (14) в уравнение (12) получим зависимость

$$j_n(\varphi) = \frac{j_n}{2} - \frac{R\psi^2}{2 \cos \alpha_w} \cos^2 \varphi + \frac{mz\psi^2}{4} (\sin \varphi + \alpha_w \cos \varphi) \cos \varphi. \quad (15)$$

Сблизим до соприкосновения друг с другом соседнюю пару наружных и внутренних зубьев, характеризуемых минимальной величиной нормального бокового за-

зора $j_{n\min}$ между ними, которая возможна при угле $\varphi=0^\circ$, в связи с чем при $j_n(\varphi)=j_{n\min}$ уравнение (15) примет вид

$$j_{n\min} = \frac{j_n}{2} - \frac{R\psi^2}{2 \cos \alpha_w} + \frac{mz\psi^2 \alpha_w}{4}. \quad (16)$$

При нагружении зубчатой муфты крутящим моментом T рассматриваемая сопряженная пара зубьев будет характеризоваться деформацией W , которая с учетом выражения (16) будет равна

$$W = W_{\max} + j_{n\min} = W_{\max} + \frac{j_n}{2} - \frac{R\psi^2}{2 \cos \alpha_w} + \frac{mz\psi^2 \alpha_w}{4}, \quad (17)$$

где W_{\max} – максимальная деформация наиболее нагруженной пары зубьев.

Исходя из выражения (17), запишем уравнение деформации рассматриваемой сопряженной пары зубьев, характеризуемой углом поворота φ , в виде

$$W(\varphi) = W - j_n(\varphi) = W_{\max} - \left(\frac{R\psi^2}{2 \cos \alpha_w} - \frac{mz\psi^2 \alpha_w}{4} \right) (1 - \cos^2 \varphi) - \frac{mz\psi^2}{8} \sin 2\varphi. \quad (18)$$

При эксплуатации зубчатой муфты в условиях перекоса осей возможны случаи нахождения всех или части сопряженных пар зубьев в зацеплении. Обозначим через угол $\gamma \leq \pi/2$ угол охвата зубчатой муфты, в пределах которого зубья в одной четверти зубчатой муфты участвуют в передаче крутящего момента (рисунок 3,а).

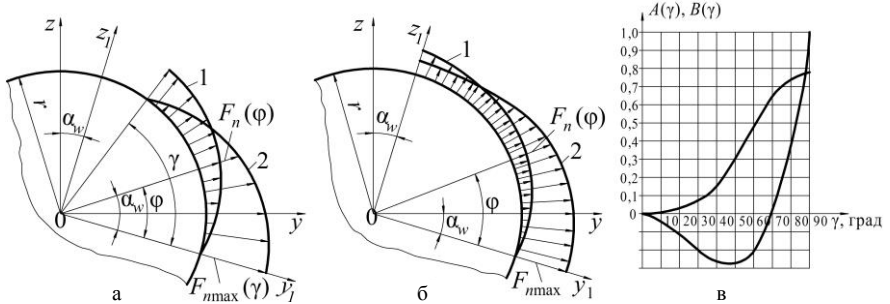


Рисунок 3 – Распределение нормальных боковых зазоров 1, усилий 2 между зубьями и функции угла γ : а – в зацеплении участвует часть зубьев; б – в зацеплении участвуют все зубья; в – $A(\gamma)$ – кривая 1, $B(\gamma)$ – кривая 2

При угле $\varphi=\gamma$ (рисунок 3,а) величина деформации $W(\varphi)$ будет равна нулю, в связи с чем деформация максимально нагруженной сопряженной пары зубьев, исходя из уравнения (18), примет вид

$$W_{\max} = \left(\frac{R\psi^2}{2 \cos \alpha_w} - \frac{mz\psi^2 \alpha_w}{4} \right) (1 - \cos^2 \gamma) + \frac{mz\psi^2}{8} \sin 2\gamma. \quad (19)$$

После подстановки в уравнение (18) правой части зависимости (19), полагая $W_{\max}=W_{\max}(\gamma)$, найдем выражение

$$W(\varphi) = \left(\frac{R\psi^2}{2 \cos \alpha_w} - \frac{mz\psi^2 \alpha_w}{4} \right) (\cos^2 \varphi - \cos^2 \gamma) - \frac{mz\psi^2}{8} (\sin 2\varphi - \sin 2\gamma). \quad (20)$$

При угле $\varphi=\pi/2$ последняя сопряженная пара зубьев выберет боковой зазор, в связи с чем зубья войдут в контакт, но еще не нагружутся, так как де-

формация $W(\varphi)=0$. Тогда деформация максимально нагруженной пары зубьев при этом на основании уравнения (18) будет равна

$$W_{\max} = \frac{R\psi^2}{2 \cos \alpha_w} - \frac{mz\psi^2\alpha_w}{8}.$$

Если при перекосе осей соединяемых валов все сопряженные пары зубьев передают полезную нагрузку, то в этом случае деформации $W'_{\max} = W_{\max} + W_F$, где W_F – деформация минимально нагруженной пары зубьев при угле $\varphi=\pi/2$.

Тогда, на основе принципа суперпозиции применительно ко всем сопряженным парам зубьев запишем уравнение (20) в виде

$$W(\varphi) = W_F + \left(\frac{R\psi^2}{2 \cos \alpha_w} - \frac{mz\psi^2\alpha_w}{4} \right) (\cos^2 \varphi - \cos^2 \gamma) - \frac{mz\psi^2}{8} (\sin 2\varphi - \sin 2\gamma). \quad (21)$$

Суммарная деформация W_Σ сопряженной пары зубьев обусловлена действием контактной и изгибных деформаций зубьев, а также действием упругих перемещений участков втулки и обоймы, прилегающих к основаниям зубьев. С учетом вышеизложенного запишем

$$W_\Sigma = \delta_\Sigma F_n(\varphi), \quad (22)$$

где δ_Σ – суммарная податливость сопряженной пары зубьев, мм/Н.

На основании равенства $W_\Sigma=W(\varphi)$ и выражений (21) и (22) представим функцию распределения усилий $F_n(\varphi)$ между зубьями в следующем виде,

$$F_n(\varphi) = \frac{W_F}{\delta_\Sigma} = \frac{1}{\delta_\Sigma} \left[W_F + \left(\frac{R\psi^2}{2 \cos \alpha_w} - \frac{mz\psi^2\alpha_w}{4} \right) (\cos^2 \varphi - \cos^2 \gamma) - \frac{mz\psi^2}{8} (\sin 2\varphi - \sin 2\gamma) \right]. \quad (23)$$

Параметры W_F и γ , входящие в уравнение (23), являются неизвестными величинами. Для определения угла γ рассмотрим уравнение равенства крутящих моментов T в зубчатой муфте при отсутствии и при наличии перекоса осей, которое имеет вид

$$T = 4 \int_0^\gamma r dF_n(\varphi) \cos \alpha_w = 4r \cos \alpha_w \int_0^\gamma \omega_n(\varphi) d\varphi,$$

где $dF_n(\varphi) = \omega_n(\varphi) d\varphi$; $\omega_n(\varphi) = zF_n(\varphi)/2\pi$ – интенсивность распределения нормального усилия, Н/рад.

В результате подстановки в правую часть последнего уравнения $T = zrF_t$ найдем выражение окружной силы

$$\begin{aligned} F_t &= \frac{2 \cos \alpha_w}{\pi \delta_\Sigma} \left[W_F \int_0^\gamma d\varphi + \left(\frac{R\psi^2}{2 \cos \alpha_w} - \frac{mz\psi^2\alpha_w}{4} \right) \int_0^\gamma (\cos^2 \varphi - \cos^2 \gamma) d\varphi - \frac{mz\psi^2}{8} \int_0^\gamma (\sin 2\varphi - \sin 2\gamma) d\varphi \right] = \\ &= \frac{2 \cos \alpha_w}{\pi \delta_\Sigma} \left[W_F \cdot \gamma + \left(\frac{R\psi^2}{2 \cos \alpha_w} - \frac{mz\psi^2\alpha_w}{4} \right) \cdot A(\gamma) - \frac{mz\psi^2}{8} \cdot B(\gamma) \right], \quad (24) \end{aligned}$$

где функции $A(\gamma)$ и $B(\gamma)$ определяются по кривым (рисунок 3,в), и они имеют вид:

$$A(\gamma) = \frac{\gamma}{2} + \left(\frac{\sin \gamma}{2} - \gamma \cos \gamma \right) \cos \gamma; \quad B(\gamma) = \sin \gamma - \gamma \cos \gamma.$$

Полагая угол γ известной величиной, из уравнения (24) найдем зависимость деформаций

$$W_F = \frac{\pi \delta_\Sigma F_t}{2\gamma \cos \alpha_w} - \left(\frac{R\psi^2}{2 \cos \alpha_w} - \frac{mz\psi^2 \alpha_w}{4} \right) \cdot \frac{A(\gamma)}{\gamma} + \frac{mz\psi^2}{8} \cdot \frac{B(\gamma)}{\gamma}.$$

Заменяв в уравнении (23) параметр W_F правой частью последнего уравнения, получим выражение распределения нормальных усилий между зубьями,

$$F_n(\varphi) = \frac{\pi F_t}{2\gamma \cos \alpha_w} - \frac{1}{\delta_\Sigma} \left(\frac{R\psi^2}{2 \cos \alpha_w} - \frac{mz\psi^2 \alpha_w}{4} \right) \left(\frac{1}{2} + \frac{\sin 2\gamma}{4} - \cos^2 \varphi \right) + \frac{mz\psi^2}{8\delta_\Sigma} \left(\frac{\sin^2 \gamma}{\gamma} - \sin 2\varphi \right). \quad (25)$$

Выражение (25) характерно, для случая выхода части зубьев из зацепления при нагружении. Если в передаче крутящего момента T участвуют все зубья, то в этом случае приняв в уравнении (25) угол $\varphi = \pi/2$, получим

$$F_n(\varphi) = \frac{F_t}{\cos \alpha_w} - \frac{1}{\delta_\Sigma} \left(\frac{R\psi^2}{2 \cos \alpha_w} - \frac{mz\psi^2 \alpha_w}{4} \right) \left(\frac{1}{2} - \cos^2 \varphi \right) + \frac{mz\psi^2}{8\delta_\Sigma} \left(\frac{2}{\pi} - \sin 2\varphi \right). \quad (26)$$

Если в уравнениях (25) и (26) принять угол $\varphi = 0^\circ$, то определим зависимости максимальных нормальных усилий, действующих на наиболее нагруженные сопряженные пары зубьев, для случаев нахождения части ($\gamma < \pi/2$) либо всех ($\gamma = \pi/2$) зубьев в зацеплении,

$$F_{n\max}(\gamma) = \frac{\pi F_t}{2\gamma \cos \alpha_w} + \frac{1}{4\delta_\Sigma} \left(\frac{R\psi^2}{\cos \alpha_w} - \frac{mz\psi^2 \alpha_w}{2} \right) \left(1 - \frac{\sin 2\gamma}{2\gamma} \right) + \frac{mz\psi^2}{8\delta_\Sigma} \cdot \frac{\sin^2 \gamma}{\gamma}; \quad (27)$$

$$F_{n\max} = \frac{F_t}{\cos \alpha_w} + \frac{1}{4\delta_\Sigma} \left(\frac{R\psi^2}{\cos \alpha_w} - \frac{mz\psi^2 \alpha_w}{2} \right) + \frac{mz\psi^2}{4\pi\delta_\Sigma}. \quad (28)$$

Если в зацеплении участвует часть зубьев (угол $\gamma < \pi/2$), то в данном случае, приняв величину деформации $W_F = 0$ и пренебрегая слагаемыми $mz\psi^2 \alpha_w / 4$ и $mz\psi^2 / 8$ правой части уравнения (24), которые малы по сравнению со слагаемым $R\psi^2 / 2 \cos \alpha_w$, получим зависимость для определения функции

$$A(\gamma) = \frac{\pi F_t \delta_\Sigma}{R\psi^2 \cos \alpha_w}.$$

Функции усилий $F_n(\varphi)$ при $\gamma < \pi/2$ и $\gamma = \pi/2$ показаны на рисунке 3, а, б. При найденном значении функции $A(\gamma)$ по формуле (29) угол γ определяется по кривой 1 (рисунок 3, в).

Из приведенных уравнений (25-28) следует, что радиус бочкообразности R зубьев оказывает непосредственное влияние на неравномерность распределения нагрузки между зубьями. При этом установлено, что для равномерного распределения усилий между зубьями в условиях перекоса осей радиус R , характеризующий кривизну криволинейных образующих боковых поверхностей наружных зубьев, должен быть переменной величиной, зависящей от угла поворота φ .

Для подтверждения сказанного обратимся к уравнению (15), из которого следует, что для равномерного распределения нормальных боковых зазоров между зубьями и, как следствие, усилий между зубьями при перекосах осей необходимо, чтобы сумма второго и третьего слагаемых его правой части была равна нулю, т.е.

$$-\frac{R\psi^2}{2\cos\alpha_w}\cos^2\varphi + \frac{mz\psi^2}{4}(\sin\varphi + \alpha_w\cos\varphi)\cos\varphi = 0.$$

Исходя из последнего равенства и полагая $R=R(\varphi)$, найдем

$$R(\varphi) = \frac{mz\cos\alpha_w}{2}(\alpha_w + \operatorname{tg}\varphi).$$

Из рисунка 4 очевидно, что радиус кривизны $R(\varphi)$ в соответствии с формулой (30) убывает от середины зуба к его торцам, т.е. в пределах полуудлины $b/2$, где b – длина зуба. При этом в качестве исходных приняты параметры зубчатой муфты: $z=50$; $m=5$ мм; $\alpha_w=20^\circ$ и $b=50$ мм.

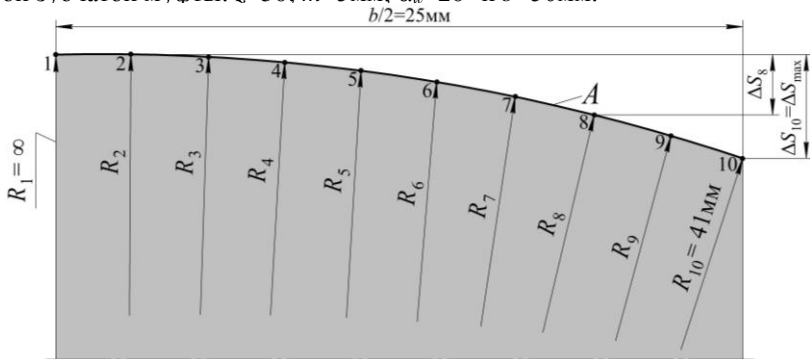


Рисунок 4 – Криволинейная образующая A боковой поверхности наружного зуба

Определение параметра криволинейности ΔS_i зуба осуществляется следующим образом. Предварительно полуудлину зуба $b/2=50/2=25$ мм необходимо в соответствии с рисунком 4 разделить на 10 равных частей, в связи с чем цена деления $a=25/10=2,5$ мм. Затем, располагая значениями $R(\varphi)$ и a , находим величины параметров криволинейности ΔS_1 ; ΔS_2 ; ΔS_3 ; ... ΔS_{10} в точках 1;2;3;...10 (рисунок 4) из соотношений; $\Delta S_1=0$; $\Delta S_2=\Delta S_1+a^2/2R_2$; $\Delta S_3=\Delta S_2+a^2/2R_3$; ... $\Delta S_3=a^2/2R_{10}$, где $R_1=\infty$ соответствует углу $\varphi=90^\circ$; $R_2=707,38$ мм – углу $\varphi=80^\circ$; $R_3=362,68$ мм – углу $\varphi=70^\circ$; $R_4=244,52$ мм – углу $\varphi=60^\circ$; $R_5=182,8$ мм – углу $\varphi=50^\circ$; $R_6=141,37$ мм – углу $\varphi=40^\circ$; $R_7=108,85$ мм – углу $\varphi=30^\circ$; $R_8=83,78$ мм – углу $\varphi=20^\circ$; $R_9=61,72$ мм – углу $\varphi=10^\circ$ и $R_{10}=41$ мм – углу $\varphi=0^\circ$.

В соответствии со сказанным применительно к рисунку 4 имеем: $\Delta S_1=0$; $\Delta S_2=0,0044$ мм; $\Delta S_3=0,129$ мм; $\Delta S_4=0,142$ мм; $\Delta S_5=0,159$ мм; $\Delta S_6=0,181$ мм; $\Delta S_7=0,210$ мм; $\Delta S_8=0,247$ мм; $\Delta S_9=0,298$ мм и $\Delta S_{10}=\Delta S_{\max}=0,374$ мм.

В предложенной зубчатой муфте нагрузка при перекосе осей в виде нормальных усилий $F_n=2T/mz^2\cos\alpha_w$ распределяется равномерно между всеми сопряженными парами зубьев, в связи с чем уравнение (28) для этой муфты имеет вид: $F_{n\max}=F_n=\text{const}$.

Для сравнения нагрузочной способности рассматриваемой и традиционной зубчатых муфт, которая, как уже указывалось, характеризуется данными: $m=5$ мм; $z=50$; $\alpha_w=20^\circ$; $b=50$ мм; $R_2=3000$ мм; $F_n=4100$ Н; $\psi=5\cdot 10^{-3}$ рад и $\psi=8,7\cdot 10^{-3}$ рад и $\delta_2=5,5\cdot 10^{-6}$ мм/Н. При этом угол $\psi=8,7\cdot 10^{-3}$ рад соответствует, как известно, ГОСТ 5006-55 на зубчатые муфты общего назначения.

При угле $\psi=5\cdot 10^{-3}$ рад угол $\gamma=\pi/2$, в связи с чем по формуле (28) находим

$F_{\text{max}}=7768\text{Н}$. При угле $\psi=8,7 \cdot 10^{-3}$ рад угол $\gamma=51^\circ$, исходя из которого по формуле (27) вычисляем $F_{\text{max}}(\gamma)=11643\text{Н}$. Таким образом, при угле $\psi=5 \cdot 10^{-3}$ рад нагрузочная способность инновационной зубчатой муфты выше таковой традиционной зубчатой муфты в $7768/4100=1,9$ раза, а при угле $\psi=8,7 \cdot 10^{-3}$ рад – в $11643/4100=2,84$ раза.

Таким образом, с точки зрения нагрузочной способности рассматриваемые зубчатые муфты не имеют аналогов в современном машиностроении. Кроме того, указанные зубчатые вследствие равномерного распределения усилий между всеми сопряженными парами зубьев характеризуются существенным снижением уровня вибрации и шума ΔL в децибелах (дБ) по сравнению с традиционными зубчатыми муфтами. Исходя из решений [7] уровень снижения вибрации и шума ΔL в инновационных зубчатых муфтах по сравнению с существующими зубчатыми муфтами при $\gamma < \pi/2$ и $\gamma = \pi/2$ следует определять по нижеприведенным зависимостям:

$$\Delta L = 20 \lg \left\{ \frac{\psi^2}{4F_i \delta_\Sigma} \left[\left(\frac{R}{\cos \alpha_w} - \frac{mz \alpha_w}{2} \right) \left(1 - \frac{\sin 2\gamma}{2\gamma} \right) + \frac{mz \sin^2 \gamma}{2\gamma} + \frac{\pi}{\cos \alpha_w} \right] \cos \alpha_w \right\}; \quad (31)$$

$$\Delta L = 20 \lg \left\{ \frac{\psi^2}{4F_i \delta_\Sigma} \left[\frac{R}{\cos \alpha_w} + \frac{(2 - \pi \alpha_w) mz}{2\pi} \right] + \frac{1}{\cos \alpha_w} \right\} \cos \alpha_w. \quad (32)$$

Исходя из вышеприведенных данных судовой зубчатой муфты при $\psi=5 \cdot 10^{-3}$ рад и $\psi=8,7 \cdot 10^{-3}$ рад, по формулам (31) и (32) находим $\Delta L=5,6\text{дБ}$ и $\Delta L=9,1\text{дБ}$, что указывает на существенное улучшение виброакустических характеристик рассматриваемых зубчатых муфт и судовых энергетических установок в целом.

Кроме того, выполненный анализ упругих изгибающих моментов от действия сил трения и неуравновешенных усилий, возникающих в зубчатом соединении при перекосах осей, показал, что в рассматриваемых зубчатых муфтах по сравнению с традиционными муфтами указанные моменты меньше по своей величине в $1,6 \dots 3,2$ раза, а это позволяет разгрузить выходные валы двигателей и входные валы редукторов от негативного воздействия указанных моментов. И, кроме того, в предлагаемых зубчатых муфтах, как показали выполненные расчеты, к.п.д. выше по сравнению с существующими муфтами на $0,2\% \dots 0,5\%$.

Выводы:

1. Впервые разработаны зубчатые муфты, которые в условиях нагружения и перекоса осей соединяемых валов характеризуется участием всех зубьев в зацеплении и равномерным распределением усилий между сопряженными парами зубьев. В основу разработок указанных зубчатых муфт заложены криволинейные образующие переменной кривизны боковых поверхностей наружных зубьев.

2. Использование указанных зубчатых муфт в судовых энергетических установках исключают возможность перецентровок осей соединяемых валов, обусловленных недопустимым возрастанием их величин в процессе эксплуатации судов, что позволяет избежать значительных материальных затрат, исключить простой судов и увеличить их провозоспособность.

3. Предлагаемые зубчатые муфты по сравнению с традиционными зубчатыми муфтами характеризуются снижением уровня вибрации и шума в пределах $5 \dots 10\text{дБ}$, существенным уменьшением воздействия величин упругих изгибающих моментов в зацеплении на работу двигателей и редукторов, а также повышением к.п.д. силовых установок от $0,2\%$ до $0,5\%$.

Список литературы: 1. А.с. 1504394 СССР. Зубчатая муфта [Текст] / *А.П. Попов*. – 4089604/31-27; заявл. 09.07.86; опубл. 30.08.89, Бюл. №32. 2. А.с. 1559245 СССР. Зубчатая муфта [Текст] / *А.П. Попов*. – 4142341/31-27; заявл. 05.11.86; опубл. 15.03.90, Бюл. №10. 3. А.с. 1393945 СССР. Зубчатая муфта [Текст] / *А.П. Попов*. – 4063606/31-27; заявл. 25.02.86; опубл. 07.05.88, Бюл. №17. 4. А.с. 1587243 СССР. Зубчатая муфта [Текст] / *А.П. Попов*. – 44415191/31 – 27; заявл. 15.06.88; опубл. 23.08.90, Бюл. №31. 5. *Попов А.П.* Научные основы проектирования зубчатых муфт [Текст] / *А.П. Попов* // Динамика и прочность судовых машин. Сб. науч. тр. – Николаев: НКИ, 1985. – С.99-111. 6. *Попов А.П.* Зубчатые муфты в судовых агрегатах [Текст] / *А.П. Попов*. – Л.: Судостроение, 1985. – 240с. 7. *Попов А.П.* Зубчатые механизмы с точечным контактом зубьев [Текст] / *А.П. Попов*. – Николаев: Изд-во Атолл, 2010. – 774с.

Поступила в редколлегию 09.04.2013

УДК 621.833

Инновационные зубчатые муфты судовых энергетических установок / А.П. Попов, О.И. Савенков, Л.А. Попова // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х.: НТУ "ХПІ". – 2013. – №41(1014). – С.99-108. – Бібліогр.: 7 назв.

В роботі вперше на основі криволінійних твірних змінної кривизни бічних поверхонь зубів втулки розроблені зубчасті муфти, нечутливі до розцентровок осей з'єднувальних валів судових агрегатів.

Ключові слова: передачі, зуби, модифікація, перекіс, вісі, навантаження.

For the first time the gear couplings non-sensitive to axes disalignments of the ship units shafts have been carried out on the basis of curvilinear generatrices of the bush teeth flank.

Keywords: gear couplings, teeth, modification, disalignment, axes, load.

УДК 621.833.7: 614.84

А.Г. ПРИЙМАКОВ, к.т.н., проф., доцент каф. ОТО АСР НУГЗУ, Харьков;
А.В. УСТИНЕНКО, к.т.н., доц., старший научный сотрудник
каф. ТММ и САПР НТУ "ХПИ"

ОСНОВЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ НЕСУЩИХ ЭЛЕМЕНТОВ СИЛОВЫХ СИСТЕМ В МАШИНОСТРОЕНИИ

Изложены основные принципы проектирования силовых систем с позиции трибофатики, обеспечивающей оптимальное конструирование несущих элементов противопожарной техники. Оценены выбор материала, площадь контакта, ресурсное проектирование и размеры поперечных сечений проектируемых несущих элементов.

Ключевые слова: силовая система, несущий элемент, ресурсное проектирование, надежность, трибофатика.

Постановка проблемы. Специфика эксплуатации противопожарной техники, а именно: повышенные требования к надежности, возможность многократных перегрузок, высокий коэффициент динамичности, интенсивный абразивный износ и т.д. требует надежной, научно обоснованной расчетно-проектировочной базы для разработки новой и модернизации старой техники для проведения работ по тушению пожаров. Исходя из специфики условий эксплуатации автолестниц пожарных типа АЛ-30(131)ПМ506, коленчатых подъемников типа АКП-30 и др., необходимо использовать трибофатический подход к выполнению проектировочных и проверочных расчетов несущих элементов этих машин с целью оптимизации их конструкций при их модернизации.

Анализ последних достижений и публикаций. Оптимизацией конструирования силовых систем в среднем машиностроении Украины зани-

© О.Г. Приймаков, О.В. Устиненко, 2013