



Міністерство освіти і науки України
Миколаївська обласна державна адміністрація
Національний університет біоресурсів і
природокористування України
Центральноукраїнський національний технічний
університет
Миколаївський національний аграрний університет

СУЧАСНІ ПРОБЛЕМИ ВЗАЄМОЗАМІННОСТІ ТА СТАНДАРТИЗАЦІЇ У МАШИНОБУДУВАННІ

МАТЕРІАЛИ

**VI ВСЕУКРАЇНСЬКОЇ НАУКОВО-ПРАКТИЧНОЇ
КОНФЕРЕНЦІЇ МОЛОДИХ УЧЕНИХ І
ЗДОБУВАЧІВ ВИЩОЇ ОСВІТИ**

м. Миколаїв, 12-13 квітня 2018 року

**MODERN PROBLEMS INTERCHANGEABILITY
AND STANDARDIZATION IN ENGINEERING**

MATERIALS

**VI THE NATIONAL YOUNG SCIENTISTS AND BREAD-WINNERS OF
HIGHER EDUCATION SCIENTIFIC-RESEARCH CONFERENCE**

Mykolaiv, 12-13 April 2018

2018, Mykolaiv national agrarian university. Faculty of mechanization.

**Миколаїв
2018**

УДК 621.7:621.8+539.4

ОЦЕНКА ПЕРЕКОСОВ ОСЕЙ СОЕДИНЯЕМЫХ ВАЛОВ ПРИ ИСПОЛЬЗОВАНИИ ЗУБЧАТЫХ МУФТ

А. П. Попов, доктор технических наук, профессор

О. И. Савенков, аспирант, инженер

*Национальный университет кораблестроения имени адмирала
Макарова*

Д. Д. Марченко, кандидат технических наук, доцент

Николаевский национальный аграрный университет

Проблема повышения работоспособности, надёжности и срока службы машинных агрегатов, при перекосах осей соединяемых валов, каждый из которых состоит из главного двигателя и зубчатой передачи, соединенных друг с другом промежуточным валом при помощи компенсирующих зубчатых муфт, является актуальной и от ее успешного решения зависит дальнейшее развитие современного машиностроения. Данная проблема является неразрывной составной частью существующих научных программ и заданий практически во всех отраслях современного машиностроения, выпускающих зубчатые муфты. В наибольшей степени указанная проблема касается трансмиссий машинных агрегатов нестационарных энергетических установок эксплуатируемых в горнодобывающей, авиационной и судостроительной отрасли.

В работах [1, 2] показано, что нагрузочная способность исследуемых зубчатых муфт со скошенными зубьями ($\psi_0 > 0$) выше таковой традиционной зубчатых муфт (угол $\psi_0 = 0$) при углах перекоса осей $\psi = (5...8,7) \cdot 10^{-3}$ рад соединяемых валов машинных агрегатов примерно в 2...4 раза.

Таким образом, при заданных величинах m , z , α_w , a , R и ψ всегда можно найти такое значение угла скоса ψ_0 зубьев, при котором нагрузка при перекосе распределяется равномерно между всеми сопряженными парами зубьев, в связи, с чем указанную зубчатую муфту можно считать практически нечувствительной к перекосам осей. Как следствие, при применении исследуемых зубчатых муфт, отпадает надобность дорогостоящих

перецентровок осей соединяемых валов машинных агрегатов, что приводит к повышению работоспособности и надежности всей энергетической установки и значительной экономии материальных средств [3].

Теоретические исследования упругих изгибающих моментов базируется на функциях распределения усилий $F_n(\varphi)$ между сопряженными парами зубьев [4]. В соответствии с которыми, уравнение для определения изгибающего момента от сил трения, для случая эксплуатации предлагаемой зубчатой муфты у которой все зубья находятся в зацеплении ($\gamma = \pi/2$), будет выглядеть [5]:

$$M_{\text{тр}} = \frac{2rzf_{\text{тр}}}{\pi} \left[\frac{F_t}{\cos \alpha_w} - \left(\frac{R_1}{\cos \alpha_w} - \frac{mz\alpha_w}{2} \right) \frac{\psi^2}{2\delta_{\Sigma}} - \frac{(\pi^2 - 8)R_1\psi_0\psi}{4\pi\delta_{\Sigma} \cos \alpha_w} - \frac{(2\pi - 6)mz\psi^2}{24\pi\delta_{\Sigma}} \right]. \quad (1)$$

Упругий изгибающий момент от действия неуравновешенных усилий вследствие перекоса осей соединяемых валов машинных агрегатов, для случая, когда при передаче муфтой крутящего момента все сопряженные пары зубьев участвуют в зацеплении ($\gamma = \pi/2$), имеет вид [6]:

$$M = \frac{R_1z\psi}{2} \left[\frac{F_t}{\cos \alpha_w} + \left(\frac{R_1}{\cos \alpha_w} - \frac{mz\alpha_w}{2} \right) \frac{\psi^2}{8\delta_{\Sigma}} - \frac{2R_1\psi_0\psi}{3\pi\delta_{\Sigma} \cos \alpha_w} \right]. \quad (2)$$

С учетом полученных выражений (1)-(2) результирующую величину упругого изгибающего момента от действия неуравновешенных усилий и сил трения необходимо определять по формуле

$$M_{\Sigma} = \sqrt{(M + M_{\text{тр}} \sin \alpha_w)^2 + M_{\text{тр}}^2 \cos^2 \alpha_w}. \quad (3)$$

По результатам расчетных данных (3) подтвержденных экспериментальными исследованиями [7] установлено, что величины упругих изгибающих моментов в зубчатых муфтах с продольной модификацией внутренних и наружных зубьев примерно в 1,5...2,6 раза ниже таковых, имеющих место в традиционных зубчатых муфтах [2]. Что, в свою очередь, приводит к существенному уменьшению дополнительной нагрузки на входные и выходные валы редукторов и двигателей соответственно, а также валопроводы и их элементы.

При рассмотрении вопроса по определению КПД машинных агрегатов, следует учесть что, КПД зубчатых муфт, размещенных на краях промежуточного вала, соединяющих выходной вал двигателя с входным валом редуктора, как правило, не учитывается в связи с относительно невысокими

потерями мощности на трение в зубчатых муфтах в сравнении с зубчатыми передачами. Однако в условиях перекосов осей соединяемых валов машинных агрегатов рис. 1, выраженных в виде смещения и излома [8], потери в зубчатых муфтах значительно увеличиваются, и, как правило, превышают установленные применительно к ним нормы, в связи с чем зубчатые муфты не могут в полной мере выполнять свои функциональные обязанности, что, в общем, негативно сказывается на работоспособности всей установки.

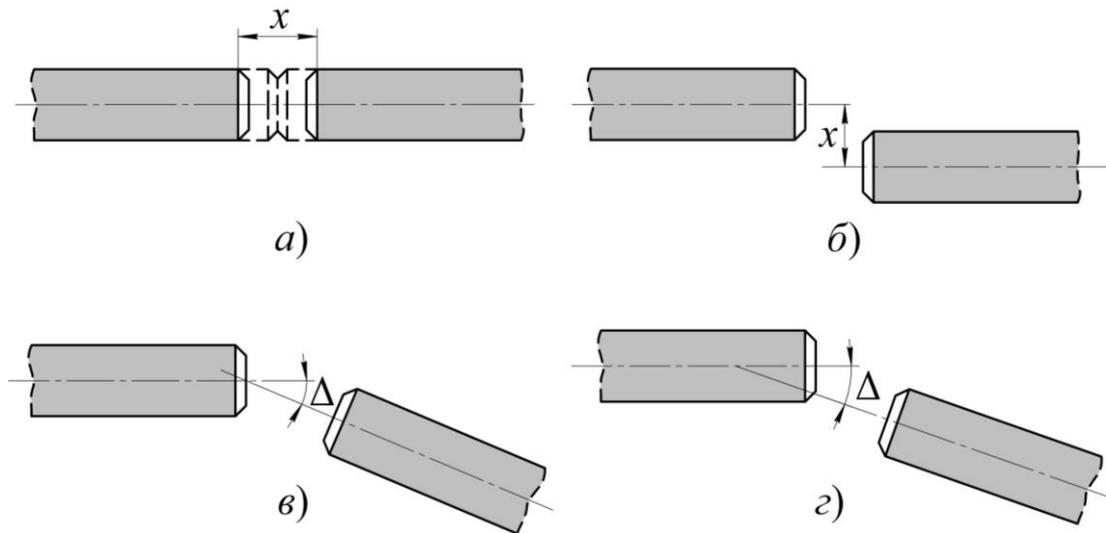


Рис. 1. Смещения осей соединяемых валов машинных агрегатов: продольное (а), радиальное (б), угловое (излом) (в), комбинированное (г)

Решение задачи по определению КПД предлагаемой зубчатой муфты, проведем исходя из основ решения подобных задач, изложенных в [2, 5].

В общем случае КПД, как известно, выражается зависимостью

$$\eta = 1 - \varphi_0, \quad (4)$$

где φ_0 – коэффициент потерь, характеризуемый отношением мощности потерь $N_{\text{пот}}$ к полезной мощности N .

Определение полезной мощности производится по общеизвестным формулами, а именно:

$$F_t = \frac{2T}{dz} = \frac{2T}{mz^2}, \quad T = \frac{9550 N}{n} \quad \text{и} \quad V = \omega r = \frac{\pi d n}{60},$$

В результате преобразования, полезная мощность, в конечном счете, примет вид:

$$N = \frac{mz^2 \omega F_t}{2 \cdot 10^3}, \quad (5)$$

где $d = mz$ – диаметр зубчатой муфты; r – радиус зубчатой муфты; n – число оборотов зубчатой муфты, об/мин; ω – угловая скорость, 1/с.

Мощность потерь в соответствии с [2, 5] определяется следующим образом

$$N_{\text{пот}} = \frac{f_{\text{тр}}}{10^3} \sum F_n(\varphi) V_{\text{ск}}(\varphi), \quad (6)$$

где $V_{\text{ск}}(\varphi) = \omega r \psi \cos \varphi$ – скорость скольжения наружных зубьев втулки относительно внутренних зубьев обоймы, вызванная перекосом осей соединяемых валов; $f_{\text{тр}}$ – коэффициент трения, принимаемый равным 0,045...0,060 [9].

Установлено, что повышение работоспособности главных машинных агрегатов с соединительными узлами «муфта-вал-муфта», при перекосах осей соединяемых валов, возможно путем замены традиционных зубчатых муфт на зубчатые муфты повышенной эксплуатационной эффективности с комбинированной продольной модификацией наружных и внутренних зубьев втулок и обойм.

Зубчатые муфты повышенной эксплуатационной эффективности, с бочкообразными наружными и скошенными относительно середины на угол ψ_0 внутренними зубьями, в отличие от традиционных зубчатых муфт, с бочкообразными наружными и прямыми внутренними зубьями, при перекосах осей соединяемых валов машинных агрегатов в пределах $\psi = (5,0 \dots 8,7) \cdot 10^{-3}$ рад, характеризуется рядом существенных преимуществ, а именно: повышением нагрузочной способностью примерно в 2...4 раза, увеличением срока службы в 2,1...4,5 раза; снижением величин упругих изгибающих моментов в 1,5...2,6 раза и потерь мощности на трение примерно в 3 раза, а также уменьшением уровня вибрации и шума на 5...12 дБ. Результаты теоретических исследований подтверждены экспериментальной проверкой в статических условиях на ГП НПКГ «Зоря»-«Машпроект».

ЛИТЕРАТУРА

1. Popov Alexey. Контактная прочность зубчатых муфт с продольно модифицированными зубьями. [Текст] / Alexey Popov, Oleg Savenkov // Lublin (Poland). – Изд-во Motrol, 2011. – Том 13А – С.167 – 176.

2. Попов А.П. Зубчатые муфты в судовых агрегатах [Текст] / А.П. Попов – Л.: Судостроение, 1985. – 240с.
3. Попов А.П. Контактная прочность зубчатых механизмов [Текст] / А.П. Попов – Николаев: Изд-во НУК, 2008. – 580с.
4. Попов А.П. Зубчатые механизмы с точечным контактом зубьев [Текст] / А.П. Попов – Николаев: Изд-во Атолл, 2010. – 774с.
5. Попов А.П. КПД зубчатых муфт судовых агрегатов [Текст] / А.П. Попов, Ю.В. Корчагин // Динамика и прочность судовых машин: Сб. науч. тр. – Николаев: НКИ, 1983, С.47 – 55.
6. Попов А.П. Контактная прочность зубчатых муфт, работающих при перекосах осей соединяемых валов машин и механизмов [Текст] / А.П. Попов, Г.Ф. Романовский, Е.Е. Лучинков, Е.Ю. Форносов // Зб. докл. Междунар. науч.-техн. конф. – Харьков, 2003. – С.104 – 114.
7. Попов А.П. Экспериментальное исследование нагрузочной способности зубчатых муфт [Текст] / А.П. Попов, О.И. Савенков // Вестник Инженерной академии Украины. – Киев, 2010. – Вып.№ 3-4. – С. 203 – 209.
8. Попов А.П. Экспериментальное исследование изгибающих моментов в зубчатой муфте с продольной модификацией зубьев [Текст] / А.П. Попов, О.И. Савенков // Вестник Инженерной академии Украины. – Киев, 2011. – Вып.№ 1. – С. 219 – 225.
9. Попов А.П. Повышение контактной прочности зубчатых муфт путем модификации зубьев [Текст] / А.П. Попов, Ю.Н. Кипреев, О.И. Савенков // Вестник НТУ(ХПИ). – Харьков: Тематический выпуск машиноведения и САПР, 2011. – №51. – С.137 – 147.