СУДОВОЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЕ ОБОРУДОВАНИЕ

SHIP POWER EQUIPMENT

УДК 621.4+620.93
DOI: 10.37890/jwt.vi88.723

Повышение эффективности судовых газотурбинных установок устранением влияния перекосов осей соединительных валов

С.В. Терлыч[1,2]
ORCID: 0000-0002-6044-3087
[1]Херсонская государственная морская академия, г. Херсон, Россия;
[2]Государственный морской университет имени адмирала Ф.Ф. Ушакова, г. Новороссийск, Россия

Аннотация. В статье поставлена задача обосновать повышение параметров энергоэффективности судовых газотурбинных установок путем устранения негативного влияния перекосов осей соединительных валов за счет применения зубчатых муфт с комбинированной продольной модификацией зубьев. Установлено, что перекосы осей соединительных валов судовых агрегатов приводят к потере эффективной мощности при ее передаче от главного двигателя к судовому валопроводу и, как следствие, негативно влияют на показатели энергоэффективности судовых энергетических установок в частности, а также эксплуатационные характеристики и технико-экономические показатели суда в целом. Для улучшения взаимодействия элементов механических установок рекомендовано применить зубчатые муфты повышенной эксплуатационной эффективности с продольной модификацией, которые обеспечивают нормы центровки, что обеспечивает повышение эффективного коэффициента полезного действия энергетической установки и экономию удельного расхода топлива. Выявлено свойство зубчатых муфт, работающих при перекосах осей соединяемых валов машинных агрегатов, которое заключается в том, что с учетом заданных величин углов перекоса осей, размеров зубчатых муфт, параметров зацепления зубьев, а также параметров продольной модификации наружных зубьев возможно определить соответствующие величины продольной модификации внутренних зубьев, при которых усилие между всеми сопряженными парами, в условиях перекоса осей, будут распределяться практически равномерно, что обеспечит передачу эффективной мощности от главного двигателя потребителю с минимальными потерями.

Ключевые слова: энергоэффективность, перекосы осей, зубчатые муфты, судовые агрегаты

Improving the efficiency of marine gas turbine systems by eliminating the effects of misalignment in drive shafts

Stanislav V. Terlych
ORCID: 0000-0002-6044-3087
[1]Kherson State Maritime Academy, Kherson, Russia;
[2]Admiral F.F. Ushakov State Maritime University

Abstract. The article is aimed at demonstrating the improvement of energy efficiency standards for offshore gas turbine installations by eliminating the negative effects of misalignment of the axes of the connecting shafts through the use of gear couplings with a

combined longitudinal adjustment of the teeth. It has been proven that misalignments of the axles of the connecting shafts of ship units lead to a loss of effective power when transferred from the main engine to the ship's shaft line and, as a result, negatively affect the energy efficiency of shipboard power plants in particular, as well as the operational characteristics and technical and economic indicators of the ship as a whole. To improve the interaction of the elements of mechanical installations, it is recommended to use gear couplings with increased operational efficiency with longitudinal adjustment, which ensures alignment parameters, which increases the effective efficiency of the power plant and provides a specific fuel consumption. To improve the interaction of elements of mechanical structures, it is recommended to use connectors with increased operational efficiency with longitudinal adjustment, which ensures equalization parameters, which increases the effective efficiency of the power plant and provides a certain fuel consumption.

Keywords: energy efficiency, axis misalignment, gear couplings, and marine units

Введение

Перекосы (расцентровка) представляют собой нарушение соосности валов, т. е. отклонение от номинального расположения осей в любом направлении. Указанные отклонения называются смещениями и подразделяются на продольные, радиальные, угловые (изломы) и комбинированные. Смещения и изломы пересчитываются в углы перекоса осей, не превышающих, согласно ГОСТ 3159-2012 «Редукторы общемашиностроительного применения» значение $\psi = 8{,}7 \cdot 10^{-3}$ рад, что эквивалентно 0,5º [1].

Величины перекосов (расцентровок) осей в периоды эксплуатации судов зависят от ряда конструктивных, технологических и эксплуатационных факторов.

В настоящем исследовании рассмотрены следующие научные задачи:

– определить причины возникновения перекосов осей соединительных валов судовых агрегатов и рассмотреть способы устранения их негативного влияния на судовые энергетические установки;

– исследовать процесс передачи механической энергии (эффективной мощности) в судовых энергетических установках через соединительный узел «главный двигатель → муфта → вал → муфта → редуктор» при перекосах осей соединительных валов судовых агрегатов с применением зубчатых муфт;

– сравнить удельный расход топлива и эффективный коэффициент полезного действия главной судовой энергетической установки в зависимости от углов перекосов осей соединительных валов судовых агрегатов при применении традиционных зубчатых муфт и муфт с комбинированной продольной модификацией зубьев.

Анализ литературных источников указывает на то, что одной из проблем, неизбежно возникающих в процессе эксплуатации судовых энергетических установок, является потеря эффективной мощности, вызванная перекосами осей соединительных валов механических агрегатов, при ее передаче от двигателя судовому валопроводу, через соединительный узел «муфта-вал-муфта» [2–5]. Указанные перекосы осей негативно влияют на работу судовой трансмиссии перегружая выходные и входные валы двигателя и редуктора соответственно, торсионные и промежуточные валы, фланцевые соединения, опорные подшипники, а также элементы валопровода, что в свою очередь негативно сказывается на показателях энергетической эффективности, а именно на повышении удельного расхода топлива и снижении эффективного коэффициента полезного действия [6, 7]. В настоящее время, вопрос устранения негативного влияния перекосов осей соединительных валов судовых агрегатов на работоспособность судовых энергетических установок осуществляется двумя способами:

– перецентровкой осей указанных валов, что требует остановки судна и значительных материальных затрат [8–11];

– применением компенсирующих устройств [12–15].

Практика эксплуатации и ревизии судовых энергетических установок показывает, что во время эксплуатации судов перекосы осей соединительных валов судовых агрегатов неизбежно увеличиваются. Это приводит к превышению установленных допускаемых норм центровки и способствует ухудшению эксплуатационных характеристик и технико-экономических показателей судовых машин и механизмов.

В настоящей статье за основу принято усовершенствование высокоэффективной зубчатой муфты с продольной модификацией как внешних, так и внутренних зубьев и предложена методика её расчёта.

Цель исследования – обосновать повышение параметров энергетической эффективности судовых механических установок путём устранения негативного влияния перекосов осей соединительных валов за счёт применения зубчатых муфт с комбинированной продольной модификацией зубьев.

Методы и материалы исследования

В целом теоретические исследования базируются на фундаментальных положениях трибологии общего и судового машиностроения с использованием подходов теоретической механики, деталей машин и основ конструирования. Функции распределения боковых зазоров, уравнения суммарной деформации и зависимости распределения усилий получены методом расчета нагрузочной способности зубчатых муфт. На основе метода нахождения дополнительных силовых факторов получены зависимости упругих изгибающих моментов в зубчатых муфтах, вызванных перекосами осей, от неуравновешенных усилий и сил трения в зацеплении. Определение коэффициентов трения в судовых зубчатых муфтах базировалось на методике расчета коэффициентов полезного действия на основе математической модели трения. Расход топлива и эффективный коэффициент полезного действия главных судовых агрегатов получены методами проектирования судовых газотурбинных агрегатов.

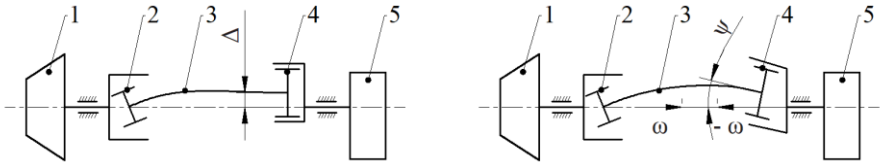
Объектом исследования в настоящей статье является процесс передачи механической энергии (эффективной мощности) в судовых энергетических установках через соединительный узел «главный двигатель → муфта → вал → муфта → редуктор» при перекосах осей соединительных валов судовых агрегатов.

Предметом исследования являются зависимости удельного расхода топлива и эффективного коэффициента полезного действия главной судовой энергетической установки от перекосов осей соединительных валов судовых агрегатов.

Результаты

Величины перекосов (расцентровок) осей в период эксплуатации судна зависят от ряда конструктивных, технологических и эксплуатационных факторов. В качестве величин расцентровок, вызванных отклонениями в технологии изготовления и монтажа судовых энергетических установок и их элементов (рис. 1–4), как правило имеют место смещения осей и их слом, соответственно равны 0,05…0,1 мм и 0,1…0,2 мм/м. На рис. 1 изображён случай наблюдения биения (величина Δ) и перекос (угол ψ) зубьев зубчатой муфты (ЗМ), а на рис. 2 представлен случай одновременного биения и перекоса оси зубчатой втулки с внешними зубьями.

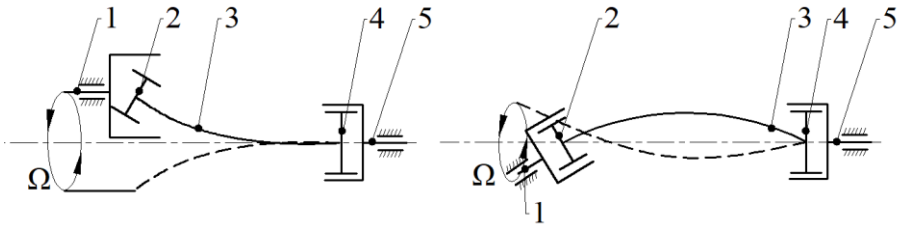
Наиболее опасным является случай, представленный на рис. 3, где наблюдается комбинация смещения и перекоса оси зубчатого механизма (возрастания углов перекоса осей валов). Случай, изображённый на рис. 4 отображает смещение и перекос оси двигателя, при этом наблюдается значительные величины перекосов осей соединительных валов [6–12, 15].



а) б)

1 – турбина; 2, 4 – зубчатые втулки; 3 – вал; 5 – редуктор

Рис. 1. Биение (а) и перекос (б) зубьев зубчатой муфты



а) б)

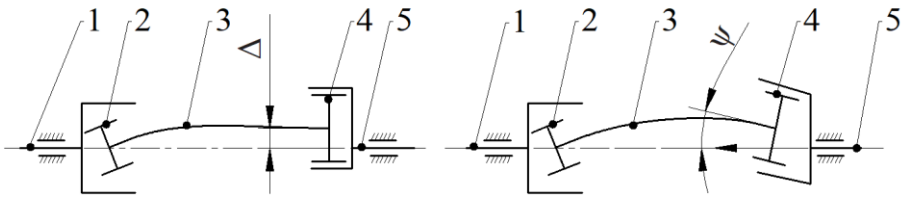
1 – вал; 2, 4 – зубчатые втулки; 3 – рессора; 5 – вал приводного механизма

Рис. 2. Биение (а) и перекос (б) оси зубчатой втулки

Для выявления общего влияния деформации корпуса судна и размещения на нём устройств на соосность валов, были проведены измерения расцентровок осей ЗМ редукторных трансмиссий, при этом ЗМ не испытывали температурных влияний со стороны двигателей. В результате было установлено, что увеличение скорости хода судна или тяги на винте приводит к возрастанию величин расцентровок осей [10, 11, 15].

Наибольшей мерой на возрастание расцентровок осей влияют динамические принципы движения и конструкции специальных судов (гидрографических, исследовательских, носителях подводных аппаратов). Так, например, при подъёме судна «Джейран» с силовой установкой ГГТА ДТ-4 на воздушную подушку начальный угол перекоса осей $\psi = 6{,}0 \cdot 10^{-3}$ рад достиг величины $9{,}7 \cdot 10^{-3}$ рад, а при движении он вырос до $11{,}3 \cdot 10^{-3}$ рад. Кроме того в соединениях трансмиссий наблюдалась расцентровка по слому, которая превышала допустимую норму в 3-5 раз из-за недостаточной жёсткости фундамента, что требовало дополнительных мероприятий по корпусу и редукторам. Возрастание величин расцентровок осей соединительных валов судовых энергоустановок обусловлено возрастанием деформации корпуса и фундаментов на указанных типах судов, которые, как правило, изготовлены облегчёнными, в связи с чем, их вес в несколько раз меньше по сравнению с водоизмещающими судами [5, 9–11].

Известно, что допустимая несоосность при центрировании двигателей внутреннего сгорания на стапеле по сдвигу составляет 0,05 мм, а по слому – 0,10 мм/м; на плаву эти величины соответственно 0,15 мм и 0,20 мм/м. Центрирование газовых и паровых турбин определяется конструкцией судовых энергоустановок, в связи с чем, за базовый механизм должен быть принят, как правило, редуктор или главный упорный подшипник (ГУП).

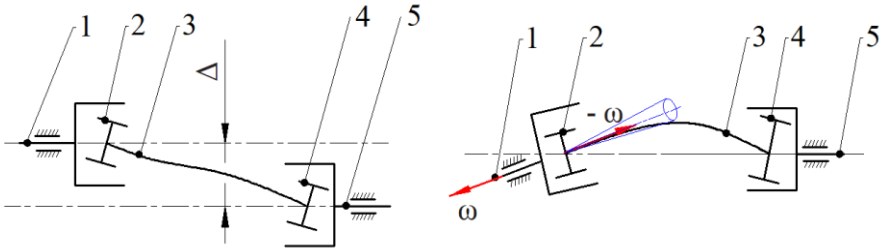


а) б)

1 – вал двигателя; 2, 4 – зубчатые втулки; 3 – рессора; 5 – вал приводного механизма

Рис. 3. Смещение (а) и перекос (б) оси зубчатого механизма

При установке зубчатой передачи её допустимая несоосность составит 0,05 мм и 0,15 мм/м. При монтаже паровых турбин их допускаемая несоосность с зубчатой передачей 0,15 мм и 0,20 мм/м. Несоосность по сдвигу для судов на подводных крыльях при центрировании зубчатой передачи и приводного вала колонки составит 0,05-0,10 мм, по суммарному слому (слом в двух взаимоперпендикулярных плоскостях) 1,35…1,45 мм/м [2, 5, 8–11, 15].



а) б)

1 – вал двигателя; 2, 4 – зубчатые втулки; 3 – рессора; 5 – вал приводного механизма

Рис. 4. Смещение (а) и перекос (б) оси двигателя

В среднем на одном судне, исходя из практики эксплуатации, на протяжении 4-5 лет начальные величины норм расцентровок осей соединительных валов увеличиваются и возрастают от 2 до 6 раз. Для приведения их в соответствие с допускаемыми нормами необходимо на протяжении всего срока эксплуатации судна осуществить от 4 до 5 перецентровок, что требует не только материальных затрат, а и сопровождается простоями судов и существенным снижением их грузо-пассажирооборота.

Анализируя вышесказанное, целесообразно рассматриваемую проблему дорогих перецентровок осей соединительных валов судовых машин и агрегатов решать с применением компенсирующих устройств, таких как зубчатые муфты [6–12, 15].

Зубчатая муфта представляет собой устройство, состоящее из втулки с внешними и обоймы с внутренними зубьями, которые находятся между собой в сцеплении, с передаточным отношением равным n = 1,0. Кроме передачи крутящего момента и частоты вращения осуществляется компенсацией расцентровок осей соединительных валов, за счёт наличия между зубьями гарантированных величин радиальных и боковых зазоров.

В судовых энергетических установках водоизмещающих судов судовые механизмы размещаются, как правило, в местах соединения выходного вала двигателя и выходного вала редуктора. На специальных судах судовые механизмы размещают практически по всем направлениям передачи полезной нагрузки и частоты вращения.

Зубчатые муфты относятся к жёстким компенсирующим соединительным элементам и изготавливаются трёх типов (рис. 5), а именно с разъемной и неразъемной обоймой «муфта зубчатая» (МЗ) и с промежуточным валом «муфта зубчатая с промежуточным валом» (МЗП).

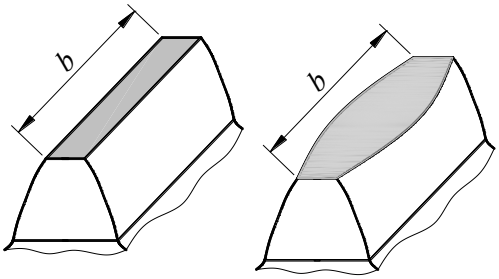


Муфта зубчатая Муфта с промежуточным валом

Рис. 5. Конструкции традиционных зубчатых муфт

Типы МЗ предназначены для непосредственного соединения валов и состоят из двух зубчатых втулок и обоймы. Тип МЗП предназначен для соединения валов с применением промежуточного вала и представляет собой комплекс из двух муфт, каждая из которых состоит из обоймы и фланцевой полумуфты [10, 11].

Традиционные зубчатые муфты (ГОСТ Р 50895-96 «Муфты зубчатые. Технические условия») независимо от типа и конструкции характеризуются прямыми образующими боковых поверхностей внешних и внутренних зубьев или бочкообразными внешними и прямыми внутренними образующими боковых поверхностей зубьев соответственно втулке к обойме (рис. 6).



а) б)

а) – прямые; б) – бочкообразные

Рис. 6. Эвольвентные зубья с образующими боковых поверхностей

На рис. 7 представлены развёртки сечений зубьев делительным цилиндром в положении без нагружения и при нагрузке без и с наличием перекоса, а расположение внешнего и внутреннего зубьев в среднем ненагруженном состоянии представлены на рис. 8.

Для оценки влияния ЗМ повышенной эксплуатационной эффективности (рис. 8, а) на показатели энергоэффективности ГЭУ, к которым относятся удельные затраты топлива и эффективный КПД, проведены теоретические исследования газотурбинного агрегата (ГТЗА), с учётом перекосов осей соединительных валов на примере двухкаскадного ГТЗА UGT 15000 простой схеме по методике проектирования судовых турбоагрегатов [5]. Упомянутая методика не учитывает

перекосы осей, в связи с чем, для оценки их влияния на работоспособность ГТЗА, следует при определении КПД передачи учесть зависимость

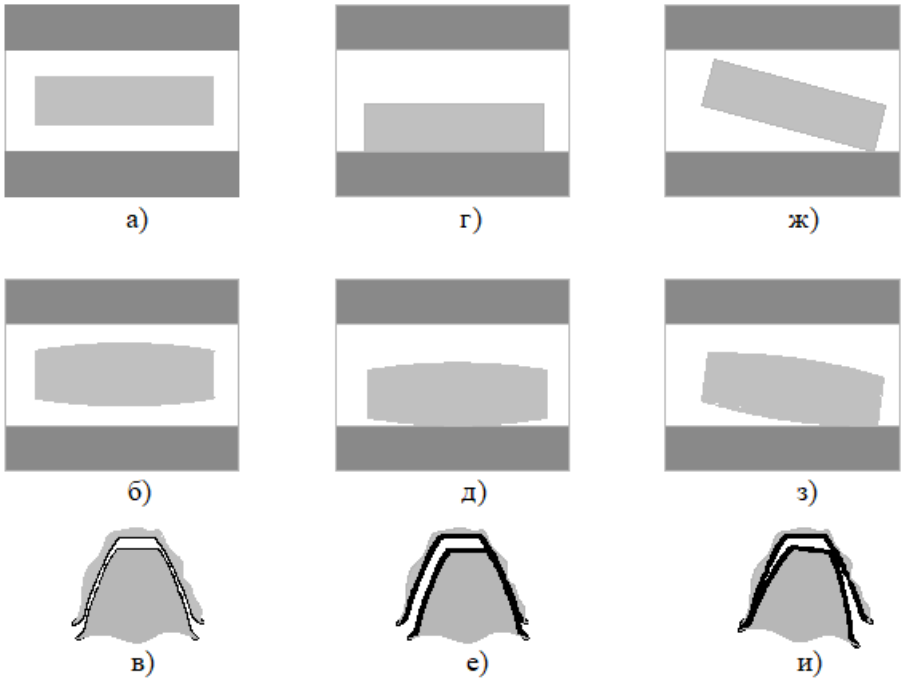
$$\eta = \eta_P \eta_{M_1} \eta_{M2}, \quad (1)$$

где η_P – КПД редуктора; η_{M1}, η_{M2} – КПД зубчатых муфт.

В общем виде зависимость коэффициента полезного действия в зависимости (1) имеет вид

$$\eta = 1 - \phi_0, \quad (2)$$

здесь ϕ_0 – коэффициент потерь, которые характеризуются отношением мощности затрат (потребляемой) $N_{ПОТ}$ к полезной мощности N.



а), б), в) – положение без нагрузки;
г), д), е) – при наличии нагрузки и отсутствии перекоса;
ж), з), и) – при нагружении и наличии перекоса

Рис. 7. Развертка сечений зубьев делительным цилиндром

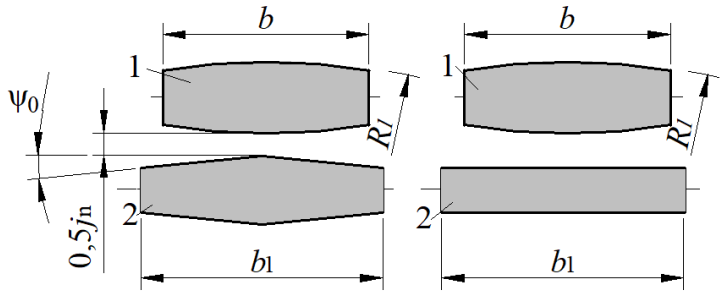
Для определения полезной мощности N целесообразно использовать общеизвестные зависимости [10]

$$F_t = \frac{2T}{dz} = \frac{2T}{mz^2}; T = 9550\frac{N}{n} v = \omega r = \frac{\pi dn}{60},$$

исходя из которых уравнение полезной мощности в рассматриваемом случае примет вид

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

здесь $d = mz$ – диаметр зубчатой муфты; r – радиус зубчатой муфты; n – частота вращения зубчатой муфты, мин$^{-1}$; ω – угловая скорость, с$^{-1}$.



а) б)

а) зубчатая муфта повышенной эксплуатационной эффективности;
б) традиционная муфта (ГОСТ)

Рис. 8. Схематическое расположение внешнего 1 и внутреннего 2 зубьев в среднем ненагруженном состоянии

Мощность затрат может быть представлена, как [10, 12]

$$N_{\text{ПОТ}} = \frac{f_{\text{ТР}}}{10^3}\sum F_n(\varphi)v_{\text{СК}}(\varphi), \tag{4}$$

где $v_{\text{СК}}(\varphi) = \omega r\psi\cos\varphi$ – скорость скольжения внешних зубьев втулки относительно внутренних зубьев обоймы, вызванная перекосом осей соединительных валов; $f_{\text{ТР}}$ – коэффициент трения, лежит в пределах {0,045; …;0,060} [11].

Сумма элементов усилий $F_n(\varphi)$ для всех контактируемых зубьев на соответствующих скоростях скольжения $v_{\text{СК}}$ имеет вид

$$\sum F_n(\varphi)v_{\text{СК}}(\varphi) = 4\int_0^{\gamma}\omega_n(\varphi)v_{\text{СК}}(\varphi)d\varphi, \tag{5}$$

здесь $\omega_n(\varphi) = \frac{zFn(\varphi)}{2\pi}$ – интенсивность нормальных усилий, Н/рад.

Исходя из уравнения, которое характеризует распределение нормальных усилий между сопряженными парами зубьев

$$F_n(\varphi) = \frac{\pi F_t}{2\gamma\cos\alpha_w} - \left(\frac{R_1}{\cos\alpha_w} - \frac{mz\alpha_w}{2}\right)\frac{\psi^2}{2\delta_\Sigma}\left(\frac{1}{2} + \frac{\sin 2\gamma}{4\gamma} - \cos^2\varphi\right) + \\ + \frac{R_1\psi_0\psi}{\delta_\Sigma F_t}\left(\frac{\sin\gamma}{\gamma} - \cos\varphi\right) + \frac{mz\psi^2}{8\delta_\Sigma}\left(\frac{\sin^2\gamma}{\gamma} - \sin 2\varphi\right), \tag{6}$$

и учитывая выражения (3)-(5), отбросив промежуточные значения КПД зубчатой муфты повышенной эксплуатационной эффективности, значение ϕ_0 в уравнении (2) можно записать как

$$\varphi_0 = \frac{2\psi f_{\text{ТР}}}{\cos\alpha_w}\left\{\frac{\pi\sin\gamma}{2\gamma} + \frac{R\psi^2}{4\delta_\Sigma F_t}\left[\left(1 - \frac{\sin\gamma}{\gamma}\right)\frac{\sin 2\gamma}{2} + \gamma - \sin\gamma\right] + \right. \\ \left. + \frac{R\psi_0\psi}{\delta_\Sigma F_t}\left(\frac{\sin^2\gamma}{\gamma} - \frac{\gamma}{2} - \frac{\sin 2\gamma}{4}\right)\right\} \tag{7}$$

В случае перекоса осей при котором все сопряжённые пары зубьев передают полезную нагрузку, для угла $\gamma = \frac{\pi}{2}$ уравнение (2) с учётом (7) примет вид

$$\eta = 1 - \frac{2\psi f_{\text{TP}}}{\cos\alpha_w}\left[1 + (\pi - 2)\frac{R\psi^2}{8\delta_\Sigma F_t} - (\pi^2 - 8)\frac{R\psi_0\psi}{4\pi\delta_\Sigma F_t}\right] \quad (8)$$

При угле перекоса $\psi_0 = 0$ выражения (7) и (8) сводятся к зависимостям, характерных для традиционных зубчатых передач с бочкообразными внешними и прямыми внутренними зубьями [8-10]:

$$\eta = 1 - \frac{2\psi f_{\text{TP}}}{\cos\alpha_w}\left\{\frac{\pi\sin\gamma}{2\gamma} + \frac{R\psi^2}{2\delta_\Sigma F_t}\left[\left(1 - \frac{\sin\gamma}{\gamma}\right)\frac{\sin 2\gamma}{\gamma} + \gamma - \sin\gamma\right]\right\}; \quad (9)$$

$$\eta = 1 - \frac{2\psi f_{\text{TP}}}{\cos\alpha_w}\left[1 + (\pi - 2)\frac{R\psi^2}{8\delta_\Sigma F_t}\right], \quad (10)$$

При выводе уравнений (4), (5), (7) и (8) составляющие $\frac{mz\alpha_w\psi^2}{4\delta_\Sigma}$ и $\frac{mz\psi^2}{8\delta_\Sigma}$, которые входят в функцию $F_n(\varphi)$, описанную уравнением (6), не учитываются ввиду их малых величин по сравнению с другими составляющими. Кроме того, указанные составляющие имеют разные знаки и один порядок.

При определении КПД передачи с использованием традиционных ЗМ следует использовать зависимости (9) и (10) подставив их в (1); с применением высокоэффективных ЗМ в формулу (1) нужно подставить (7) и (8). Зависимости (7)–(10) являются базовыми для определения показателей энергоэффективности ГТЗА, с учётом перекосов осей соединительных валов.

Для апробации в исследовании рассмотрен двигатель со следующими характеристиками:

- мера повышения давления воздуха в цикле $\pi_{k\Sigma} = 24$;
- максимальная температура газа в цикле $T_z = 1500$ К;
- эффективная мощность $N_e = 16500$ кВт;
- частота вращения ведомого вала $n = 5200$ мин$^{-1}$;
- низшая теплотворная способность углеводородного топлива $H_u = 42915 \ \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$;

параметры зубчатых муфт:

- число зубьев $z = 50$;
- модуль $m = 6$ мм;
- угол сцепления $\alpha_w = 20^0$;
- радиус бочкообразности внешних зубьев $R = 2900$ мм.

Удельный расход топлива ГТЗА рассчитывается по зависимости [5]:

$$g_e = \frac{G}{N}, \quad (11)$$

здесь G – удельный расход топлива ГТД за 1 час, $\frac{\text{кг}}{\text{ч}}$.

Эффективный КПД ГТЗА исходя из [2] и с учётом зависимости (11)

$$\eta_e = \frac{3600}{g_e \cdot H_u} \quad (3)$$

Результаты исследования влияния перекосов осей соединительных валов на удельный расход топлива ГТЗА, определяемого по зависимости (11) для традиционных зубчатых муфт (ТЗМ) и зубчатых муфт повышенной эксплуатационной эффективности (ЗМПЭЭ) представлены в табл. 1. Влияние углов перекоса осей на эффективный КПД ГТЗА при использовании ТЗМ и ЗМПЭЭ определено по зависимости (12); результаты представлены в табл. 2.

Таблица 1

Влияние углов перекоса осей ψ на удельный расход топлива ГТЗА g_e

$\psi \cdot 10^3$, рад	G, $\frac{\text{кг}}{\text{ч}}$; традиционная зубчатая муфта	G; $\frac{\text{кг}}{\text{ч}}$, зубчатая муфта повышенной эксплуатационной эффективности	g_e, $\frac{\text{гр}}{\text{кВт} \cdot \text{ч}}$; традиционная зубчатая муфта	g_e, $\frac{\text{гр}}{\text{кВт} \cdot \text{ч}}$; зубчатая муфта повышенной эксплуатационной эффективности
2,5	3728,55	3728,55	0,226	0,226
3,0	3729,30	3728,55	0,226	0,226
3,5	3730,07	3729,30	0,226	0,226
4,0	3730,83	3730,07	0,226	0,226
4,5	3731,60	3730,07	0,226	0,226
5,0	3732,35	3730,83	0,226	0,226
5,5	3733,11	3731,60	0,226	0,226
6,0	3734,64	3732,35	0,226	0,226
6,5	3735,41	3732,35	0,226	0,226
7,0	3736,55	3733,11	0,226	0,226
7,5	3738,08	3733,88	0,227	0,226
8,0	3740,39	3734,64	0,227	0,226
8,5	3741,91	3735,41	0,227	0,226
9,0	3744,22	3736,55	0,227	0,226
9,5	3746,52	3737,32	0,227	0,226
10,0	3748,83	3738,08	0,227	0,227
10,5	3751,91	3738,85	0,227	0,227
11,0	3754,62	3740,39	0,228	0,227
11,5	3757,70	3741,15	0,228	0,227
12,0	3761,57	3742,68	0,228	0,227
12,5	3765,45	3744,22	0,228	0,227

Таблица 2

Влияние углов перекоса осей ψ на эффективный КПД ГТЗА η_e

$\psi \cdot 10^3$, рад	ψ, град	η, традиционная зубчатая муфа	η, зубчатая муфта повышенной эксплуатационной эффективности	η, редуктор с традиционной муфтой	η, редуктор с зубчатой муфтой повышенной эксплуатационной эффективности	η_e, ГТЗА с традиционная зубчатая муфта	η_e, ГТЗА с зубчатая муфта повышенной эксплуатационной эффективности
2,5	0,14	0,990	0,990	0,970	0,970	0,367	0,367
3,0	0,17	0,990	0,990	0,969	0,970	0,367	0,367
3,5	0,20	0,990	0,990	0,969	0,969	0,367	0,367
4,0	0,23	0,989	0,990	0,969	0,969	0,367	0,367
4,5	0,26	0,989	0,990	0,969	0,969	0,367	0,367
5,0	0,29	0,989	0,989	0,969	0,969	0,367	0,367
5,5	0,32	0,989	0,989	0,968	0,969	0,367	0,367
6,0	0,34	0,989	0,989	0,968	0,969	0,367	0,367
6,5	0,37	0,989	0,989	0,968	0,969	0,367	0,367
7,0	0,40	0,989	0,989	0,968	0,968	0,367	0,367
7,5	0,43	0,988	0,989	0,967	0,968	0,367	0,367
8,0	0,46	0,988	0,989	0,967	0,968	0,366	0,367
8,5	0,49	0,988	0,989	0,966	0,968	0,366	0,367
9,0	0,52	0,988	0,989	0,966	0,968	0,366	0,367
9,5	0,54	0,987	0,989	0,965	0,967	0,366	0,367
10,0	0,57	0,987	0,988	0,964	0,967	0,365	0,367
10,5	0,60	0,987	0,988	0,964	0,967	0,365	0,366
11,0	0,63	0,986	0,988	0,963	0,967	0,365	0,366
11,5	0,66	0,986	0,988	0,962	0,966	0,365	0,366
12,0	0,69	0,985	0,988	0,961	0,966	0,364	0,366
12,5	0,72	0,985	0,988	0,960	0,966	0,364	0,366

Обсуждение результатов

При использовании зубчатых муфт повышенной эксплуатационной эффективности в составе судовых газотурбинных установок, которые работают в условиях перекоса осей соединительных валов судовых агрегатов наблюдается уменьшение затрат эффективной мощности через соединительный узел «муфта ↔ вал ↔ муфта» по сравнению с традиционными, увеличение эффективного коэффициента полезного действия и уменьшение удельного расхода топлива.

На практике, углы перекосов осей соединительных валов судовых агрегатов достигают величины порядка $\psi = (5…12,5)\cdot10^{-3}$ рад. Согласно ГОСТ Р 50895-96 «Муфты зубчатые. Технические условия», традиционные ЗМ теряют работоспособность при углах перекоса $\psi = 8,7\cdot10^{-3}$ рад, а работоспособность ЗМ повышенной эксплуатационной эффективности остаётся на удовлетворительном уровне даже при увеличении углов перекоса до $\psi \leq (10…12,5)\cdot10^{-3}$ рад. Кроме того, при перекосе осей соединительных валов в ЗМ возникают изгибающие моменты от

действия неуравновешенных сил и трения, которые вызывают дополнительные напряжения валопровода, опорных подшипников, а также ведущих и ведомых валов двигателя и редуктора, уменьшая этим ресурс ГТЗА и, как следствие, снижают общую эффективность судовой энергетической установки. В предложенных ЗМ с равномерным распределением усилий между всеми парами зубьев наблюдается уменьшение величины упругих моментов в 1,25…2,53 раза, при углах перекоса осей $\psi = (5…10)\cdot10^{-3}$ рад, в сравнении с традиционными.

Значительное уменьшение величин упругих моментов приводит к снижению дополнительной нагрузки на элементы валопровода, что также существенно отображается на улучшении эксплуатационных показателей судовой энергетической установки.

Таким образом, целесообразно продолжить исследования новых конструкций ЗМ повышенной эксплуатационной эффективности с комбинированной продольной модификацией боковых образующих поверхностей их зубьев.

Заключение

Установлено, что перекосы осей соединительных валов судовых турбозубчатых агрегатов приводят к потере эффективной мощности при её передаче от главного двигателя к судовому валопроводу и, как следствие, негативно влияет на показатели энергоэффективности судовых газотурбинных установок в частности, и технико-экономические судна в целом.

Для усовершенствования взаимодействия элементов ГТЗА, за счёт уменьшения негативного влияния перекосов осей соединительных валов судовых агрегатов, рекомендуется применять зубчатые муфты повышенной эксплуатационной эффективности с продольной модификацией боковых образующих поверхностей, которые обеспечивают равномерное распределение усилий между сопряжёнными парами зубьев и, как следствие, обеспечивают нормы центровки.

Это, в свою очередь, приводит к увеличению эффективного коэффициента полезного действия энергетической установки и уменьшению удельного расхода топлива, уменьшению вероятности возникновения аварийной ситуации и внеплановых ремонтных работ. В результате увеличивается степень безотказной эксплуатации судна и уменьшаются затраты на диагностику, ремонт и стоимость обслуживания.

При углах перекоса осей $\psi = (5…10)\cdot10^{-3}$ рад замена традиционных ЗМ предложенными в статье приведёт к снижению удельного расхода топлива ГТЗА на 0,05…0,6 $\frac{г}{кВт \cdot ч}$, экономии расхода топлива главного двигателя до 1,5…11 $\frac{кг}{ч}$ и повышению эффективного коэффициента полезного действия ГТЗА на 0,1…0,3 %, что эквивалентно 16,5…49,7 кВт.

Список литературы

1. Гапонов, В.С. Оценка остаточного ресурса зубчатой муфты газовой турбины / В. С. Гапонов, Ю.А. Остапчук // Вестник Нац. техн. ун-та «ХПИ» : сб. науч. тр. Темат. вып. : Энергетические и теплотехнические процессы и оборудование. – Харьков : НТУ «ХПИ». – 2010. – № 2. – С. 98-101.
2. Голуб, В.П. Прогнозирование вибрационного состояния газоперекачивающего агрегата (ГПА) с авиационным газотурбинным двигателем, путем создания базы данных параметров центровки трансмиссии [Текст] / В.П. Голуб, В. К. Итбаев, Ю.В. Лукащук // Вестник УГАТУ. – Уфа – 2014. – № 4 (65). – С. 27–33.
3. Комаров, В.В. Конструктивные меры по обеспечению работоспособности двигательно-движительных установок на судах пр. 19614 типа «Н.Новгород» [Текст] / В.В. Комаров // Вестник Астраханского государственного технического университета. 2005. – № 2 – С. 55– 62.

4. Vychuzhanin, V. Devising a method for the estimation and prediction of technical condition of ship complex systems / V. Vychuzhanin, N. Rudnichenko, V. Boyko, N. Shibaeva, S. Konovalov // ВЕЖПТ. 2016. №9 (84). URL: https://cyberleninka.ru/article/n/razrabotka-metoda-otsenki-i-prognozirovaniya-tehnicheskogo-sostoyaniya-sudovyh-slozhnyh-sistem (дата обращения: 11.05.2026).
5. Никитин, В.С. Современное состояние и перспективы развития отечественных газотурбинных энергетических установок /В.С. Никитин, В.Н. Половинкин, В.В. Барановский// Труды Крыловского государственного научного центра, 2017. – № 3(381). – С. 75–90.
6. Безюков, О.К. Газотурбинные двигатели на флоте: история и перспективы / О.К. Безюков, В.А. Жуков, М.С. Капустянский // Вестник Государственного университета морского и речного флота имени адмирала С. О. Макарова. — 2021. — Т. 13. — № 2. — С. 244–256. DOI: 10.21821/2309-5180-2021-13-2-244-256.
7. Анцупов, В.П. Методика проектной оценки ресурса зубчатых муфт по критерию износостойкости / В.П. Анцупов, М.Г. Слободянский, А.В. Анцупов (мл) // Современные наукоемкие технологии, 2018. – № 7. С. 20–25; URL: https://top-technologies.ru/ru/article/view?id=37072 (дата обращения: 11.05.2026).
8. Паламарчук, Т. Н. Влияния перекоса и расцентровки валов в пальцевых муфтах на энергетические характеристики роторных турбомашин / Т. Н. Паламарчук, Н.А. Чехлатый // Сборник научных трудов ДОНИЖТ, 2021. – №61. URL: https://cyberleninka.ru/article/n/vliyaniya-perekosa-i-rastsentrovki-valov-v-paltsevyh-muftah-na-energeticheskie-harakteristiki-rotornyh-turbomashin (дата обращения: 11.05.2026).
9. Ильичев, В.Ю. Исследование влияния расцентровки муфт роторов на интенсивность вибраций и осевые усилия / В. Ю. Ильичев // Инновационная наука, 2016. – №9(21). URL: https://cyberleninka.ru/article/n/issledovanie-vliyaniya-rastsentrovki-muft-rotorov-na-intensivnost-vibratsiy-i-osevye-usiliya (дата обращения: 11.05.2026).
10. Nobuo, K. Statistical Study on Reliability of Ship Equipment and Safety Management – Reliability Estimation for Failures on Main Engine System by Ship Reliability Database System [Text] / Kiriya Nobuo // Bulletin of the JIME. – 2001. – Vol. 29, No.2 – P. 64-70.
11. Дубов, Г.М. Обзор зубчатых зацеплений с различными профилями зубьев / Г.М. Дубов, Д.С. Трухманов, Е.С. Лопасова, И.Е. Ельцов, Р.А. Тимофеев, П.А. Фоминых // Вестник КузГТУ. 2018. №6 (130). URL: https://cyberleninka.ru/article/n/obzor-zubchatyh-zatsepleniy-s-razlichnymi-profilyami-zubiev (дата обращения: 11.05.2026).
12. Киселев, Б.Р. Концепция триботехнического решения задачи повышения антифрикционных свойств зубчатых передач / Б.Р. Киселёв, А.А. Мельников // Современные наукоемкие технологии. Региональное приложение. 2018. – №2 (54). URL: https://cyberleninka.ru/article/n/kontseptsiya-tribotehnicheskogo-resheniya-zadachi-povysheniya-antifriktsionnyh-svoystv-zubchatyh-peredach (дата обращения: 11.05.2026).
13. Zhao J., Li Y., Liu Y., Huang W.& Xu Y., Tribology International 174, 107715 (2022).https://doi.org/10.1016/j.triboint.2022.107715.
14. An Y., Spanjer W., Chezan T. & Heijne J. Journal of Materials Processing Technology 321, 118145 (2023). https://doi.org/10.1016/j.jmatprotec.2023.118145.
15. Kraus M., Lenzen M. & Merklein M., Wear 476, 203679 (2021). https://doi.org/10.1016/j.wear.2021.203679.

References

1. Gaponov, V. S. Ocenka ostatochnogo resursa zubchatoj mufty` gazovoj turbiny` / V. S. Gaponov, Yu. A. Ostapchuk // Vestnik Nacz. texn. un-ta XPI : sb. nauch. tr. Temat. vy`p. : E`nergeticheskie i teplotexnicheskie processy` i oborudovanie. – Xar`kov : NTU XPI. – 2010. – № 2. – S. 98-101.
2. Golub, V.P. Prognozirovanie vibracionnogo sostoyaniya gazoperekachivayushhego agregata (GPA) s aviacionny`m gazoturbinny`m dvigatelem, putem sozdaniya bazy` danny`x parametrov centrovki transmissii [Tekst] / V.P. Golub, V. K. Itbaev, Yu.V. Lukashhuk // Vestnik UGATU. – Ufa – 2014. – № 4 (65). – S. 27–33.
3. Komarov, V.V. Konstruktivny`e mery` po obespecheniyu rabotosposobnosti dvigatel`no-dvizhitel`ny`x ustanovok na sudax pr. 19614 tipa «N.Novgorod» [Tekst] / V.V. Komarov // Vestnik Astraxanskogo gosudarstvennogo texnicheskogo universiteta. 2005. – № 2 – S. 55– 62.
4. Vychuzhanin, V. Devising a method for the estimation and prediction of technical condition of ship complex systems / V. Vychuzhanin, N. Rudnichenko, V. Boyko, N. Shibaeva, S. Konovalov // VEZhPT. 2016. №9 (84). URL: https://cyberleninka.ru/article/n/razrabotka-metoda-otsenki-i-

prognozirovaniya-tehnicheskogo-sostoyaniya-sudovyh-slozhnyh-sistem (data obrashheniya: 11.05.2026).
5. Nikitin, V.S. Sovremennoe sostoyanie i perspektivy` razvitiya otechestvenny`x gazoturbinny`x e`nergeticheskix ustanovok /V.S. Nikitin, V.N. Polovinkin, V.V. Baranovskij// Trudy` Kry`lovskogo gosudarstvennogo nauchnogo centra, 2017. – № 3(381). – S. 75–90.
6. Bezyukov, O. K. Gazoturbinny`e dvigateli na flote: istoriya i perspektivy` / O. K. Bezyukov, V. A. Zhukov, M. S. Kapustyanskij // Vestnik Gosudarstvennogo universiteta morskogo i rechnogo flota imeni admirala S. O. Makarova. — 2021. — T. 13. — № 2. — S. 244–256. DOI: 10.21821/2309-5180-2021-13-2-244-256.
7. Anczupov, V.P. Metodika proektnoj ocenki resursa zubchaty`x muft po kriteriyu iznosostojkosti / V.P. Anczupov, M.G. Slobodyanskij, A.V. Anczupov (ml) // Sovremenny`e naukoemkie texnologii, 2018. – № 7. S. 20–25; URL: https://top-technologies.ru/ru/article/view?id=37072 (data obrashheniya: 11.05.2026).
8. Palamarchuk, T. N. Vliyaniya perekosa i rascentrovki valov v pal`cevy`x muftax na e`nergeticheskie xarakteristiki rotorny`x turbomashin / T. N. Palamarchuk, N.A. Chexlaty`j // Sbornik nauchny`x trudov DONIZhT, 2021. – №61. URL: https://cyberleninka.ru/article/n/vliyaniya-perekosa-i-rastsentrovki-valov-v-paltsevyh-muftah-na-energeticheskie-harakteristiki-rotornyh-turbomashin (data obrashheniya: 11.05.2026).
9. Il`ichev, V. Yu. Issledovanie vliyaniya rascentrovki muft rotorov na intensivnost` vibracij i osevy`e usiliya / V. Yu. Il`ichev // Innovacionnaya nauka, 2016. – №9(21). URL: https://cyberleninka.ru/article/n/issledovanie-vliyaniya-rastsentrovki-muft-rotorov-na-intensivnost-vibratsiy-i-osevye-usiliya (data obrashheniya: 11.05.2026).
10. Nobuo, K. Statistical Study on Reliability of Ship Equipment and Safety Management –Reliability Estimation for Failures on Main Engine System by Ship Reliability Database System [Text] / Kiriya Nobuo // Bulletin of the JIME. – 2001. – Vol. 29, No.2 – P. 64-70.
11. Dubov, G.M. Obzor zubchaty`x zaceplenij s razlichny`mi profilyami zub`ev / G.M. Dubov, D.S. Truxmanov, E.S. Lopasova, I.E. El`czov, R.A. Timofeev, P.A. Fominy`x // Vestnik KuzGTU. 2018. №6 (130). URL: https://cyberleninka.ru/article/n/obzor-zubchatyh-zatsepleniy-s-razlichnymi-profilyami-zubiev (data obrashheniya: 11.05.2026).
12. Kiselev, B.R. Koncepciya tribotexnicheskogo resheniya zadachi povy`sheniya antifrikcionny`x svojstv zubchaty`x peredach / B.R. Kiselyov, A.A. Mel`nikov // Sovremenny`e naukoemkie texnologii. Regional`noe prilozhenie. 2018. – №2 (54). URL: https://cyberleninka.ru/article/n/kontseptsiya-tribotehnicheskogo-resheniya-zadachi-povysheniya-antifriktsionnyh-svoystv-zubchatyh-peredach (data obrashheniya: 11.05.2026).
13. Zhao J., Li Y., Liu Y., Huang W.& Xu Y., Tribology International 174, 107715 (2022).https://doi.org/10.1016/j.triboint.2022.107715.
14. An Y., Spanjer W., Chezan T. & Heijne J. Journal of Materials Processing Technology 321, 118145 (2023). https://doi.org/10.1016/j.jmatprotec.2023.118145.
15. Kraus M., Lenzen M. & Merklein M., Wear 476, 203679 (2021).https://doi.org/10.1016/j.wear.2021.203679.

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРЕ/ INFORMATION ABOUT THE AUTHOR

Терлыч Станислав Владимирович, кандидат технических наук, декан факультета судовождения и судовой энергетики, главный специалист научно-исследовательского сектора, Херсонская государственная морская академия (ФГБОУ ВО «ХГМА»), 273002, г. Херсон, проспект Ушакова, 20; доцент кафедры эксплуатации судовых механических установок, Государственный морской университет имени адмирала Ф.Ф. Ушакова (ФГБОУ ВО «ГМУ»), 353924, Краснодарский край, г. Новороссийск, проспект Ленина, 93,e-mail: rn6ay@yandex.ru

Stanislav V. Terlych, PhD in Engineering, Dean of the Faculty of Navigation and Marine Power Engineering, Chief Specialist of the Scientific Research sector, Kherson State Maritime Academy, 273002, Kherson, Ushakova Avenue, 20,

Associate Professor of the Department of Ship Mechanical Installations Operation, Admiral F.F. Ushakov State Maritime University, 93 Lenin Avenue, Novorossiysk, Krasnodar Region, 353924, e-mail: rn6ay@yandex.ru

Статья поступила в редакцию 12.05.2026; принята к публикации 22.06.2026; опубликована онлайн 20.09.2026. Received 12.05.2026; published online 20.09.2026.