

ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ РЕДУКТОРОВ С ПРОФИЛЬНО- ПРОДОЛЬНОЙ МОДИФИКАЦИЕЙ ЗУБЬЕВ

В. В. Романов

Кандидат технических наук, технический директор*
Контактный тел.: 8 (0512) 49-36-34

В. Е. Спицын

Кандидат технических наук, главный конструктор*
Контактный тел.: 8 (0512) 49-76-76

А. С. Дейнекин

Начальник конструкторского отделения*
Контактный тел.: 8 (0512) 49-76-76

А. И. Мироненко

Начальник отдела редукторов*
Контактный тел.: 8(0512) 49-74-67
*ГП Научно-производственный комплекс
газотурбостроения «Зоря»-«Машпроект»
пр. Октябрьский, 42а, г. Николаев, Украина, 54018

Зображені основні результати розрахунку передач з точковою системою зачеплення зуб'їв, володіючі високою навантаженою спроможністю, поліпшеними вагогабаритними показниками і віброакустичними характеристиками. Викладені методи статичних і динамічних випробувань вказаних передач.

Ключеві слова: продольна модифікація, профільна модифікація, редуктор

Представлены основные результаты расчета передач с точечной системой зацепления зубьев, обладающие высокой нагрузочной способностью, улучшенными весогабаритными показателями и виброакустическими характеристиками. Изложены методы статических и динамических испытаний указанных передач

Ключевые слова: продольная модификация, профильная модификация, редуктор

The paper presents main calculation results of gears with teeth point-contact engagement system, having high load-carrying capacity, improved weight and overall dimensions and vibrational and acoustic performance. Methods of static and dynamic tests of the aforementioned gears are represented

Keywords: longitudinal updating, profile updating, reducer

1. Введение

Развитие современного машиностроения базируется на поисках новых технических решений, предусматривающих повышение нагрузочной способности, срока службы, уменьшения веса и габаритов, а также улучшения виброакустических характеристик выпускаемых изделий. Наиболее остро указанные требования проявляются при разработках высокоскоростных и тяжелонагруженных зубчатых передач редукторов.

В связи с этим на Государственном предприятии «Научно-производственный комплекс «Зоря»-«Машпроект», начиная с 2007г., ведутся научно-исследовательские и опытно-конструкторские работы по созданию зубчатых передач с профилльно-продольной модификацией боковых поверхностей зу-

бьев. Начало работ в этом направлении было положено после публикации материалов конференции по редукторам в Германии [1] по инициативе доктора технических наук, профессора Национального университета кораблестроения Попова А.П. Для установления действительных возможностей существующих эвольвентных зубчатых передач и выявления резервов повышения их эффективности по контракту с ГП НПКГ «Зоря»-«Машпроект» была разработана методология теоретических исследований контактной прочности зубчатых передач с начальным линейным либо точечным касанием [2, 3]. Данная методика позволяет решать контактные задачи применительно к любым зубчатым передачам с произвольной формой зубьев. На основе указанной методологии проф. Поповым А.П.:

а) показано, что наиболее приемлемым начальным контактом эвольвентных зубьев является не линейный, а точечный контакт зубьев;

б) разработаны основы контактной прочности зубьев, подверженных профильной, продольной и трехмерной (топологической) модификации зубьев;

в) разработаны практические методы расчетов на контактную прочность эвольвентных зубчатых передач с точечной системой зацепления зубьев.

2. Сущность зубчатых передач редукторов с точечным и двухпарным зацеплением эвольвентных зубьев

В основу зубчатых передач редукторов с точечным и двухпарным зацеплением эвольвентных зубьев заложены продольная модификация зубьев шестерни, либо зубьев шестерни и колеса, профильная модификация зубьев и конструкция зубьев с, так называемым, «глубоким профилем».

Продольная модификация зубьев предусматривает замену линейного контакта зубьев точечным. Продольная модификация зубьев осуществляется путем замены прямолинейных образующих боковых поверхностей зубьев криволинейными образующими с параметрами кривизны образующих боковых поверхностей зубьев в торцевых сечениях $\Delta S = 0,005...0,030$ мм.

Профильная модификация зубьев (подрезание головок и ножек) предусматривает существенное улучшение контактного взаимодействия зубьев при их входе и выходе из зацепления.

«Глубокий профиль» зубьев, стандартизированный фирмой «MAAG» имеет коэффициент высоты головки зубьев $h_a^* = 1,25$ вместо $h_a^* = 1$, что приводит к коэффициенту перекрытия в зацеплении $\epsilon_\alpha > 2$. При таком коэффициенте перекрытия (больше двух) происходит более плавное и бесшумное зацепление.

3. Основные положения решения контактной задачи применительно к зубчатым передачам редукторов с точечным зацеплением зубьев

Контактная прочность сопряженной пары зубьев повышается в том случае, если при нагружении зубьев существует возможность изменения размеров площадки контакта в направлении двух взаимно перпендикулярных направлений, т.е. в направлении осей X и Y.

Указанному условию соответствует начальный точечный контакт сопряженной пары зубьев. При нагружении точка контакта перерождается в площадку контакта эллиптической формы размером $\tau_{\nu_0} v_k$. При этом малая полуось эллипса v_0 характеризует размер площадки контакта в направлении оси X, а большая полуось эллипса v_k - в направлении оси Y.

На рис. 1а показан зуб 1 шестерни. В плоскости ZOХ, т.е. в плоскости рисунка, боковые профили зуба 1 очерчены эвольвентными кривыми 2 и 3. Боковые образующие 4 зуба 1 являются криволинейными. Они очерчены дугами окружности, имеющей радиус R. На рис. 1б приведено сечение 5 зуба 1, взятое по дуге делительной окружности. Здесь под $\Delta S(y)$ подразумевается параметр криволинейности образующих боковых поверхностей зуба в точке У.

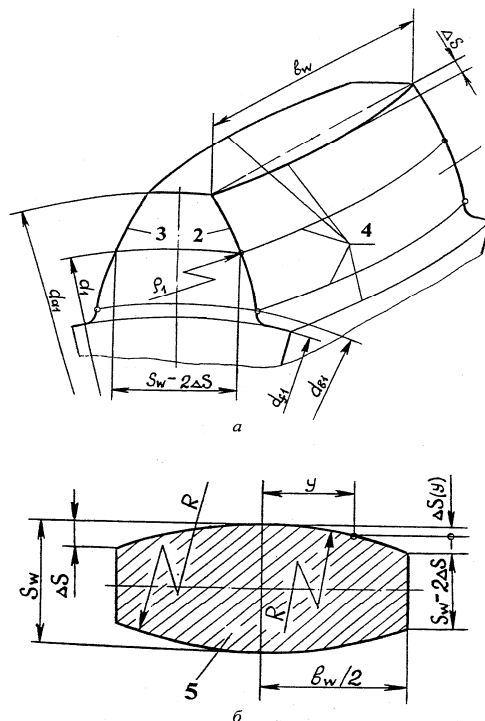


Рис. 1. Зуб с кривизной боковых поверхностей

В плоскости ZOХ (рис. 2) имеет место модель контакта двух цилиндров с радиусами ρ_1 и ρ_2 , а в плоскости ZOY (рис. 3) — модель контакта цилиндра б, имеющего радиус R, с плоскостью Z, под которой подразумевается развертка делительного цилиндра с прямолинейными образующими зубьев зубчатого колеса.

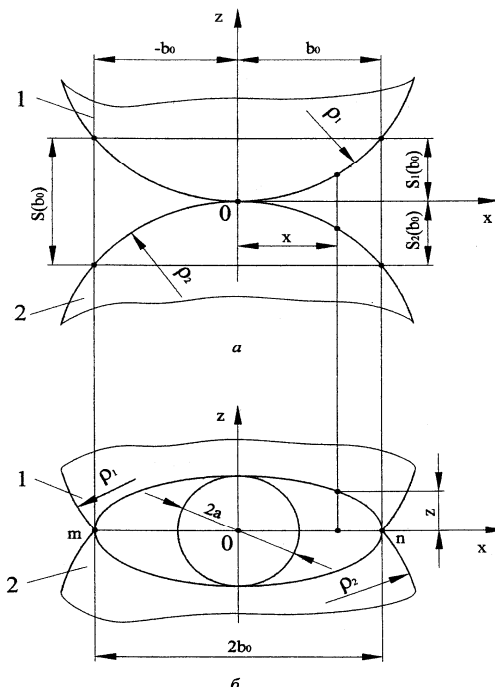


Рис. 2. Взаимодействие сопряженной пары зубьев в плоскости ZOХ: а) до нагружения; б) после нагружения

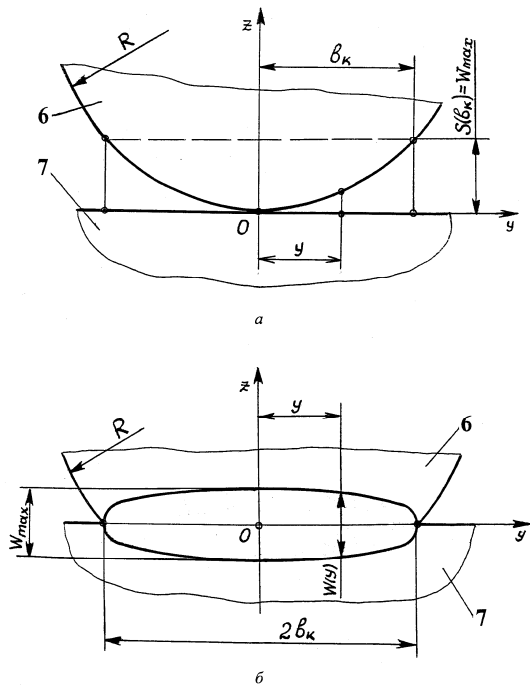


Рис. 3. Взаимодействие сопряженной пары зубьев в плоскости ZOY: а) до нагружения; б) после нагружения

Выражения для максимальных контактных напряжений и размеров полуосей площадки контакта согласно [2, 3] выглядят следующим образом:

$$\sigma_{\max} = \frac{0,33}{\alpha} \sqrt[3]{\frac{(\alpha + \nu)^2 E^2 F_n}{R^2}},$$

$$v_o = 1,202 \sqrt[3]{\frac{\alpha \rho_w F_n}{(\alpha + \nu) E}},$$

$$v_k = 1,202 \sqrt[3]{\frac{\rho_w F_n}{\alpha^2 (\alpha + \nu) E}},$$

где $\nu_1 = \nu_2 = \nu = 0,3$ - коэффициент Пуассона;

$E_1 = E_2 = E$ - модуль упругости материалов зубчатого колеса и шестерни;

$$\alpha = \frac{v_o}{v_k} = \sqrt{\frac{\rho_w}{R}} - \text{коэффициент};$$

F_n - нормальная сила, действующая на сопряженную пару зубьев;

$\rho_w = \frac{\rho_1 \rho_2}{\rho_1 + \rho_2}$ - приведенный радиус кривизны эвольвентных зубьев в полюсе зацепления;

$R = \frac{b_w^2}{8\Delta S}$ - радиус кривизны образующих боковых поверхностей эвольвентных зубьев шестерни.

Из приведенных выражений очевидно, что радиус R кривизны образующих боковых поверхностей зу-

бьев определяет не только коэффициент α , влияющий на контактную прочность зубьев, но и параметр кривизны ΔS в торцевых сечениях зубьев. Поэтому радиус кривизны R следует рассматривать как одну из основных и наиболее важных характеристик пространственного точечного зацепления эвольвентных зубьев.

Применительно к косозубому зацеплению вышеприведенные уравнения выглядят так:

$$\sigma_{\max} = \frac{0,33}{\alpha \cos \lambda} \sqrt[3]{\frac{(\alpha \cos \lambda + \nu \cos \beta)^2 E^2 F_n \cos \beta}{R^2}},$$

$$v_o = 1,202 \cos \lambda \sqrt[3]{\frac{\alpha \rho_w F_n}{(\alpha \cos \lambda + \nu \cos \beta) E \cos^2 \beta}},$$

$$v_k = 1,202 \sqrt[3]{\frac{\rho_w F_n \cos \beta}{\alpha^2 (\alpha \cos \lambda + \nu \cos \beta) E}},$$

где β - угол наклона зубьев;

λ - угол наклона контактной линии. При $\beta = 10...15^\circ$, угол $\lambda = 3...5^\circ$, а при $\beta \leq 40^\circ$ (шевронные передачи) угол $\lambda \leq 16^\circ$.

При линейном контакте зубьев, как известно, линия контакта перерождается в узкую полоску размером $2v_o v_w$, где v_o - полуширина площадки контакта, измеряемая в направлении оси X, а v_w - длина зубьев (фиксированная величина), совпадающая с направлением оси Y. Зависимость для определения контактных напряжений по формуле Герца имеет вид [4]:

$$\sigma_n = 0,418 \sqrt{\frac{F_n}{2_w \rho_w}}.$$

Поделив напряжения σ_n на напряжения σ_{\max} , а также возведя полученную дробь в куб, получим уравнение коэффициента φ_n , характеризующего увеличение нагрузочной способности зацепления с точечным контактом эвольвентных зубьев по сравнению с нагрузочной способностью зацепления с линейным контактом указанных зубьев, а именно:

$$\varphi_n = 2,032 \left(\frac{R}{\alpha + \nu} \right)^2 \frac{\alpha^3}{2_w \rho_w} \sqrt{\frac{F_n}{2_w \rho_w E}}.$$

4. Анализ точечного контакта зубьев на примере опытного редуктора

В качестве объекта оценки эффективности точечного зацепления использовалась первая ступень опытного редуктора. Редуктор - двухступенчатый, с внешним зацеплением зубьев и распределением мощности по трем потокам. На рис. 4а показана кинематическая схема, а на рис. 4б - общий вид редуктора.

Основные данные редуктора:

$N = 5250$ кВт, $n_1 = 12480$ об/мин,

$n_4 = 1800$ об/мин, $z_1 = 33$, $z_2 = 127$, $z_3 = 41$, $z_4 = 76$,

$m_{1-2} = 4$ мм, $m_{3-4} = 5,5$ мм, $c^* = 0,4$, $\alpha_w = 20^\circ$,

$F_{t1} = 1,97 \cdot 10^4$ Н, $F_{n1} = 2,1 \cdot 10^4$ Н, $\rho_1 = 22,576$ мм,

$\rho_2 = 86,868$ мм, $\rho_w^{1-2} = 17,916$ мм, $2_w^{1-2} = 135$ мм,

$\nu = 0,3$, $E = 2,1 \cdot 10^5$ МПа.

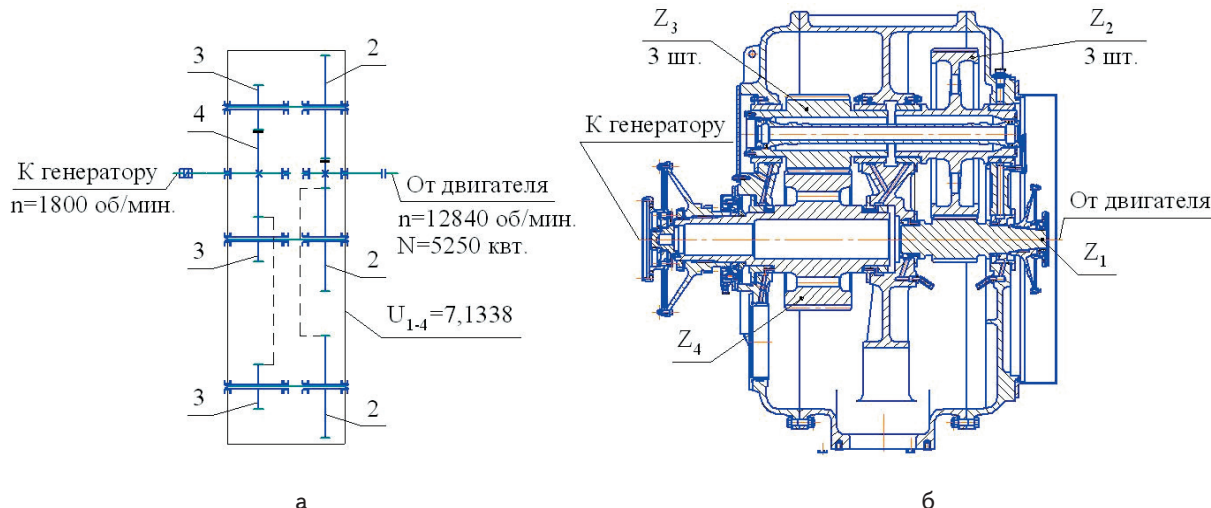


Рис. 4. Опытный редуктор

4.1. Вариант I. Первая ступень – стандартное прямозубое зацепление. В этом случае моделью контакта двух зубьев является контакт двух цилиндров (рис. 5а). По общеизвестной формуле Герца $\sigma_n = 0,418 \sqrt{\frac{F_n}{2 \rho_w}} = 565 \text{ МПа}$. Ширина площадки контакта: $b_0 = 1,522 \sqrt{\frac{\rho_w F_n}{E_2}} = 0,175 \text{ мм}$.

Площадь контакта в виде узкой полоски при линейном контакте: $A_1 = 2b_0 v_w = 47,25 \text{ мм}^2$. (рис. 5б)

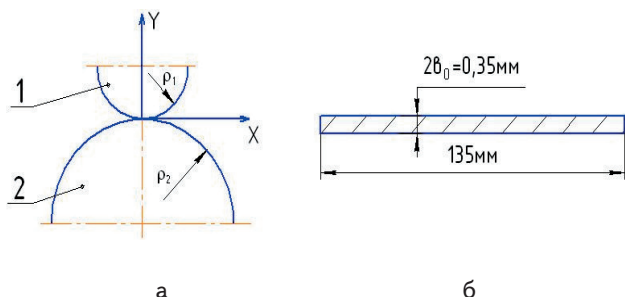


Рис. 5. Модель контакта двух цилиндров

4.2. Вариант II – первая ступень с начальным точечным контактом зубьев. В этом случае моделью контакта двух зубьев является контакт двух бочкообразных цилиндров (рис. 6а, б).

При параметре продольной модификации в торцевых сечениях зубьев $\Delta S = 0,01 \text{ мм}$, $R_1 = R_2 = 227812 \text{ мм}$, $R_w = 113906 \text{ мм}$, $\alpha = \sqrt{\frac{\rho_w}{R_w}} = 0,01254$.

По формуле 43 [2, 3] находим

$$\sigma_{\max} = \frac{0,33}{\alpha} \sqrt[3]{\frac{(\alpha + \nu)^2 E^2 F_n}{R_w^2}} = 50 \text{ МПа}$$

Размеры полуосей площадки контакта:

$$b_0 = 1,202 \sqrt[3]{\frac{\alpha \rho_w F_n}{(\alpha + \nu) E}} = 0,5 \text{ мм}, \quad b_k = \frac{b_0}{\alpha} = 39,8 \text{ мм}$$

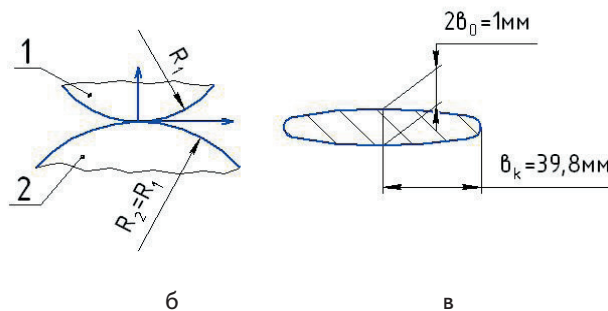
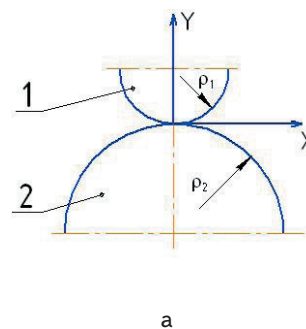


Рис. 6. Первая ступень с начальным точечным контактом зубьев:

- а) модель контакта двух цилиндров 1 и 2 в плоскости ZOY;
- б) модель контакта двух цилиндров 1 и 2 в плоскости ZOY;
- в) эллиптическая площадка контакта

Площадь контакта:

$$A_{II} = \pi b_0 b_k = 62,49 \text{ мм}^2$$

Из приведенных расчетов видно, что при переходе от линейного контакта зубьев к первоначально точечному: площадь контакта под рабочей нагрузкой увеличилась в $\frac{A_{II}}{A_I} = \frac{62,49}{47,25} = 1,32$ раза.

Коэффициент снижения напряжений

$$\phi_k = \frac{\sigma_n}{\sigma_{\max}} = 1,123$$

при точечном взаимодействии зубьев соответствует повышению нагрузочной способности по указанным напряжениям в $\phi_n = \phi_k^3 = 1,42$ раза.

5. Оценка эффективности зубчатой передачи опытного редуктора с точечной и двухпарной системой зацепления на испытательных стендах

Для проверки эффективности зубчатых передач с точечной и двухпарной системой зацепления выполнены следующие опытно-конструкторские работы.

5.1 Изготовлена опытная шестерня Z_1 с профильно-продольной модификацией и глубоким профилем зубьев. При этом, при соблюдении условия равнопрочности по контактным напряжениям, ее ширина составила $B=77$ мм, вместо существующих штатных шестерен Z_1 с $B=135$ мм и прямолинейными зубьями (рис. 7).

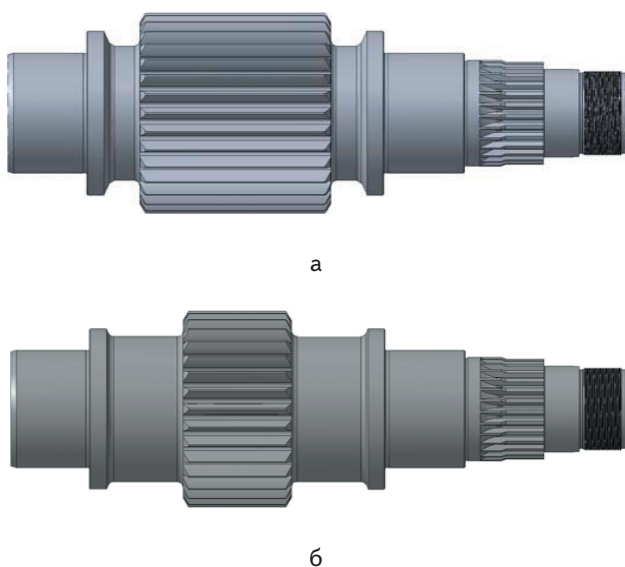


Рис. 7. Равнопрочные шестерни Z_1 энергетического редуктора А05:
а) штатная шестерня; б) опытная шестерня

Геометрический расчет модифицированной шестерни Z_1 выполнялся согласно рекомендациям [2, 3]. Шестерня изготовлена на ГП НПКГ «Зоря»-«Машпроект», а шлифование боковых поверхностей зубьев с выполнением профильно-продольной модификации выполнялось на высокоточном шлифовальном станке «Пфаутер-600» в ЗАО «Мотор-Сич» (Запорожье). Фактическая величина профильной и продольной модификации зубьев опытной шестерни Z_1 показана на рис. 8.

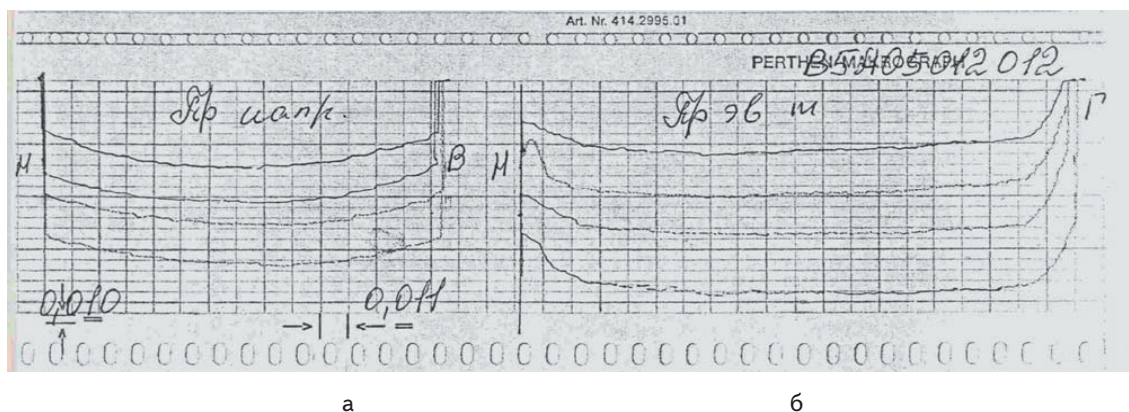


Рис. 8. Фактическая величина профильной и продольной модификации зубьев опытной шестерни:
а) продольная модификация зуба; б) профильная модификация зуба

В настоящее время на специально созданном стенде замкнутого контура проходят ресурсные испытания редукторов, при этом в один из испытываемых редукторов установлена опытная шестерня (рис. 7б), а другой испытываемый редуктор собран в штатном варианте с шестерней изображенной на рис. 7а. В обоих испытываемых редукторах зубчатые колеса Z_2 выполнены с прямолинейными зубьями. Результаты сравнительных испытаний редукторов с различными шестернями Z_1 ожидаются в третьем квартале 2009г.

5.2 Для сравнения фактических площадей контакта прямолинейных и модифицированных зубьев в статике создана установка и изготовлены ролики, имитирующие прямолинейное зацепление с $B=135$ мм и модифицированное зацепление с $B=77$ мм. Результаты сравнительных проверок фактических пятен контакта роликов под рабочей нагрузкой также ожидается в третьем квартале 2009г.

6. Выводы

6.1 Согласно теоретическим исследованиям [2, 3] для эвольвентных зубчатых передач с профильно-продольной модификацией зубьев характерен ряд преимуществ по сравнению с традиционными передачами, которые заключаются в следующем:

- высокая нагрузочная способность по контактным напряжениям, превышающая таковую традиционных зубчатых передач с линейным контактом зубьев, примерно в 1,5...2,4 раза;
- плавность и маложумность зацепления зубьев, способствующие существенному улучшению виброакустических характеристик передач;
- стабилизация формы пятна контакта и избежание кромочного контакта зубьев;
- компенсация погрешностей сборки зубчатых колес в собственных корпусах;
- компенсация ошибок изготовления зубьев и всевозможных упругих деформаций элементов редукторной передачи в эксплуатации;
- высокая нагрузочная способность рассматриваемых передач создает возможность перехода от косозубых и шевронных передач к прямозубым передачам с точечной и двухпарной системой зацепления эвольвентных зубьев, что является серьезным совершенствованием в области редукторостроения;

– при одинаковой нагрузочной способности зубчатых передач с точечной и линейной системой зацепления зубьев возможно одновременное снижение веса и габаритов рассматриваемых передач на 30%...50%

6.2 Достоверность теоретических исследований повышения нагрузочной способности зубчатых пе-

редач с профилно-продольной модификацией зубьев проверяется в настоящее время на статических и динамических стендах ГП НПКГ «Зоря»-«Машпроект».

Результаты экспериментальных данных ожидаются в третьем квартале 2009г.

Литература

1. Лиан К. Использование современных теорий анализа контакта зубьев, модификации геометрии, изготовления для локализации пятна контакта и снижения шума цилиндрического зубчатого колеса. Международная конференция по редукторам в Мюнхене. – 2005.
2. Попов А.П. Разработка зубчатых передач редукторов, обладающих высокой нагрузочной способностью. Технический отчет. Николаев. – 2008.
3. Попов А.П. Контактная прочность зубчатых механизмов. Николаев, НУК. – 2008.
4. Левина З.М., Решетов Д.Н. Контактная жесткость машин. М., Машиностроение. – 1971.

Представлені результати дослідження теплообміну в пучках профільованих труб з малими поздовжніми та поперечними кроками. Верифіковані критеріальні залежності для розрахунку процесів теплопередачі. Отримані результати порівняння ефективності теплопередачі в пучках профільованих і гладких труб

Ключові слова: теплообмін, пучки, профілювання, труби

Представлены результаты исследования теплообмена в пучках профилированных труб с малыми продольным и поперечным шагами. Верифицированы критеріальні зависимости для расчета процессов теплопередачи. Получены результаты сравнения эффективности теплопередачи в пучках профилированных и гладких труб

Ключевые слова: теплообмен, пучки, профилирование, трубы

Results of research of heat exchange in banks of the profiled pipes with small longitudinal and back pitches are presented. Criteria dependences for calculation of heat transfer processes are verification. Results of comparison of heat transfer efficiency in the profiled and bare-tube banks of pipes are obtained

Key words: heat transfer, banks, profiling, pipes

УДК 536.24:62-714

ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕПЛООБМЕНА В ПУЧКАХ ПРОФИЛИРОВАННЫХ ТРУБ

В. В. Кузнецов

Кандидат технических наук, доцент*

Контактный тел.: 8 (050) 493-02-76

E-mail: aootnet@ukr.net, kuznetsov_v_v@ukr.net

А. В. Якимович

Студент*

*Кафедра технической теплофизики и судовых паропроизводящих установок

Национальный университет кораблестроения имени адмирала Макарова

пр. Героев Сталинграда 9, г. Николаев, Украина, 54025

Постановка проблемы и ее связь с важными научными и практическими задачами

Одними из наиболее металлоемких элементов газотурбинных установок (ГТУ) сложных циклов являются их теплообменные аппараты.

При современных требованиях к эффективности, надежности и ресурсу газотурбинных установок до 100000 часов, теплообменные аппараты в большинстве случаев выполняются рекуперативными, при этом их масса в гладкотрубном исполнении может достигать 70...100 т [1, 2].