

УДК 621.01 (833)

**Анализ устойчивости перемещения стола электромеханического привода / Х.С. Самидов, Х.Д. Мустафаев // Вісник НТУ "ХП". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х.: НТУ "ХП". – 2013. – №40(1013). – С.141-147. – Бібліогр.: 7 назв.**

На базі теоретичних та експериментальних методів дослідження аналізується стійкість переміщення столу електромеханічного приводу.

**Ключові слова:** стійкість, аналіз, привід.

On the basis of theoretical and experimental methods of investigation of stability of motion of the table of electromechanical drive.

**Keywords:** stability, analyses, drive.

УДК 621.833

**В.В. СТАВИЦКИЙ**, к.т.н., доцент ВНУ им. В. Даля, Луганск;  
**П.Л. НОСКО**, д.т.н., проф., проректор ВНУ им. В. Даля;  
**С.П. РОМАНОВ**, аспирант ВНУ им. В. Даля

## **ОПТИМАЛЬНОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ ВЫСОКОСКОРОСТНЫХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ**

Предложены инварианты подобия процессов вращения и зацепления зубчатых колес в виде безразмерных комплексов, обобщающих критериальную информацию необходимую и достаточную для оптимизации конструктивных решений. Получено критериальное уравнение связи, соблюдение которого позволяет рассчитывать параметры зубчатой передачи в зависимости от скоростного и нагружающего режимов эксплуатации с учетом материалов и термообработки зубчатых колес, типа и характеристик смазочного материала.

**Ключевые слова:** высокоскоростная зубчатая передача, оптимизация.

**Актуальность задачи.** Современное энергетическое, химическое и транспортное машиностроение остро нуждается в значительном количестве редукторов для компрессорных станций газопроводов, компрессоров аммиака в технологических циклах производства удобрений и синтетических волокон, перспективных моделей гидравлических, паровых и газовых турбогенераторов, детандергенераторных установок и коробок скоростей для двигателей внутреннего сгорания (ДВС). В качестве двигателя в таких установках используют паровую, газовую или гидравлическую турбину или ДВС. Исполнительными машинами являются электрогенераторы, воздушные и газовые компрессоры, гидравлические насосы. Несовпадение оптимальных частот вращения валов двигателя и исполнительных машины обуславливает необходимость применения зубчатого редуктора.

Развитие современного машиностроения основывается на поиске новых решений, предусматривающих повышение нагрузочной способности, срока службы, уменьшение веса и габаритов, а также улучшения энергетических характеристик эффективности выпускаемых изделий.

Наиболее остро указанные требования проявляются при разработке высокоскоростных и тяжело нагруженных зубчатых передач, в частности – редукторов привода генераторов.

**Анализ последних исследований и литературы.** По рекламным публикациям зарубежных фирм, таких как Renk, Maag, Graffenstaden и других [1], в качестве привода электрогенераторов мощностью до 100МВт рассматриваются в основном однотупенчатые однопоточные редукторы с шевронными или косозубыми передачами.

При таких передаваемых мощностях потери составляют 1МВт и более. В высокоскоростных зубчатых передачах значительную часть общих потерь мощности составляют потери, не связанные с передаваемой нагрузкой. К таким потерям относят потери аэродинамического сопротивления вращению зубчатых колес, периодического сжатия и расширения маслосвоздушной смеси в замкнутом пространстве между зубьями колес (компрессорные потери). Например, для редукторов, работающих с окружной скоростью около 150м/с, такие потери составляют 80%, а потери на трение только 20% [2]. Попытки учесть эти потери мощности при анализе [3] и проектировании высокоскоростных зубчатых передач основываются в основном на эмпирических данных, которые отличаются в различных исследованиях в несколько раз. Такие погрешности значительно снижают степень достоверности при определении энергетической эффективности эксплуатации высокоскоростных зубчатых передач.

Необходимо также учитывать, что передача больших мощностей неизбежно связана с высокой контактной и изгибной напряженностью зубьев, с высокими показателями нагруженности подшипников скольжения, и большой шириной зубчатых венцов, что в свою очередь значительно увеличивает потери, не связанные с передаваемой нагрузкой. Попытки снизить контактные и изгибные напряжения переходом на двухпоточную схему одноступенчатого редуктора РГ046 [4] практически удваивают эти потери.

В конце 90-х годов специалистами швейцарской фирмы MAAG-GEAR AG запатентована и внедрена технология высокоэффективного турборедуктора HET (High Efficiency Turbogear) [5]. Уменьшение потерь мощности в зубчатом зацеплении удалось достигнуть за счет создания частичного вакуума (уровень разрежения 85%). Столь кардинальное решение проблемы снижения потерь мощности приводит к ухудшению теплоотвода из зоны зацепления вследствие отсутствия циркуляции маслосвоздушной смеси в пространстве между зубьями и дополнительному расходу электроэнергии на работу вакуумного насоса [2].

В работах [6-9] проведен анализ влияния условий эксплуатации и геометрических параметров зубчатой передачи на ее КПД, с учетом, как механических потерь, так и потерь мощности вследствие гидроаэродинамического сопротивления вращению зубчатых колес и периодического сжатия-расширения маслосвоздушной смеси в замкнутом между зубьями пространстве. Полученные авторами относительно простые аналитические зависимости для определения КПД позволили разработать основы метода выбора параметров передачи [10]. Разработка новой методологии проектирования энергонасыщенных и в то же время ресурсо- и энергосберегающих зубчатых передач является актуальной научно-практической задачей при исследовании высокоскоростных трансмиссий.

**Цель статьи.** Предложить критериальное уравнение связи независимых и управляющих параметров высокоскоростных зубчатых передач, на основании, которого проводить поиск конструктивно-технологических параметров передач, отвечающих условиям их существования и необходимым показателям качества.

**Изложение основного материала.** Потери мощности в результате аэрогидродинамического сопротивления и периодического сжатия-расширения не зависят от передаваемой нагрузки и прямо пропорциональны занимаемому передачей объему  $O_i = \bar{b} \cdot r_i^3$ , который в свою очередь определяется расчетом

передачи на прочность,  $O_i = \frac{T_1 K_H E^* (u+1) \cos \beta}{[\sigma_H]^2 \cos \alpha \pi \varepsilon_\alpha u \sin 2\alpha}$ .

Тогда независящие от передаваемой нагрузки потери мощности могут быть представлены в виде математической функции расчетного номинального момента. При этом условии суммарный коэффициент потерь мощности приобретает следующий вид

$$\Psi_\Sigma = \bar{\rho}_{a_1} \cdot \Sigma \cdot \frac{\Pi}{G \cdot Eu \cdot \bar{b}}, \quad (1)$$

где  $\Pi = E_{np}^* \cdot p_a / [\sigma_H]^2$ ,  $G = \frac{\pi \cdot \varepsilon_\alpha \cdot \sin 2\alpha}{K_H \cdot \cos \beta} \cdot \frac{u}{1+u}$  – прочностной и геометрический инварианты подобия пары зубчатых колес соответственно;

$N = \bar{b}_1 \cdot \left[ C_{k1} + C_{k2} \cdot u^3 \cdot \frac{\bar{\rho}_{a2}}{\bar{\rho}_{a2}} \cdot \frac{\bar{b}_2}{\bar{b}_1} \right] \cdot \sin 2\alpha \cdot \cos^2 \beta$ ,  $\Gamma = \bar{V}_3 \cdot N \cdot \arccos^2(1 - \bar{h}_i)$  – аэро- и гидродинамический инварианты подобия пары зубчатых колес соответственно;

$E = (C_{M1} + u^2 \cdot C_{M2}) \cdot \cos \alpha / 2$  – инвариант подобия вязкостного трения масловоздушной смеси на торцевых поверхностях зубчатого колеса;

$\Theta = (\gamma_1 \cdot A_1^2 + \gamma_2 \cdot u^2 \cdot A_2^2) \left[ \frac{1}{\text{Re}_i} + \frac{Eu \cdot \bar{S}_R^2}{2\varphi_a} \left( 1 + \frac{\gamma_k}{2Eu} \right)^{1/\gamma_k} \right] \frac{\cos \alpha}{\bar{S}_R}$  – инвариант подобия вязкостного трения в радиальном зазоре между головками зубьев и корпусом передачи;

$\Omega = \frac{u+1}{4u} \cdot \bar{b}_1^3 \cdot \Lambda \cdot \cos^2 \alpha \cdot \cos^2 \beta$  – инвариант подобия процессов периодического сжатия-расширения масловоздушной смеси в замкнутом между зубьями пространстве;

$\Sigma = N + \Gamma + E + \Theta + \Omega$  – суммарный инвариант подобия пары зубчатых колес;  $C_{ki}$  – безразмерный момент аэродинамического сопротивления [9];  $C_{Ri}$  – безразмерный момент сопротивления вследствие вязкостного трения периферии головок зубьев [9];  $\Lambda$  – коэффициент, зависящий от геометрии зубчатой передачи [8].

Наиболее значимыми потерями мощности, несвязанными с передаваемой нагрузкой, являются потери аэродинамического сопротивления и периодического сжатия-расширения масловоздушной смеси в замкнутом между зубьями пространстве. Эти потери уменьшаются с ростом количества зубьев шестерни, передаточного отношения и угла наклона зубцов, но с ростом ширины зубчатого венца и окружной скорости потери значительно увеличиваются (рисунок, б).

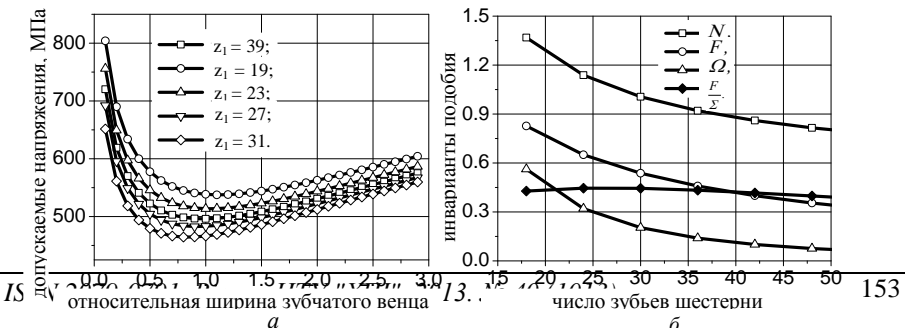


Рисунок – График зависимости допускаемых напряжений – а, и инвариантов подобия – б, от основных геометрических параметров зубчатых колес

Результаты многопараметрического анализа существующих зубчатых передач, показали наличие оптимальных окружной скорости и ширины зубчатого венца (рисунок, а) значения, которых определяются выражениями (2) и (3):

$$Eu_{opt} = v_*^{0,2} \left( \frac{4 \cdot \bar{\rho}_a \cdot \Sigma \cdot \Pi}{F \cdot G \cdot \bar{b}_1} \right)^{0,8} ; \quad (2) \quad \bar{b}_1^{opt} = 2 \cdot \sqrt{\frac{(A_1^2 - B_1^2) + u^3 \cdot (A_2^2 - B_2^2)}{\Lambda}} \cdot \frac{u}{1+u} \cdot \text{tg} \alpha , \quad (3)$$

$$\text{где } F = \frac{\left( \frac{1+u}{u} \right)^{0,75} \cdot \tau_1^{0,75} \cdot \left[ \chi_1^{1,75} + \chi_2^{1,75} \right] + \left[ (1-\chi_1)^{1,75} + (1-\chi_2)^{1,75} \right]}{\left[ 2 \cdot \text{tg} \alpha_w + \tau_1 \cdot (\chi_1^2 + \chi_2^2) \cdot \frac{u-1}{2 \cdot u} \right]^{0,25}} \quad [6], \quad \bar{\rho}_a = \left[ 1 - (f_i \cdot \bar{b})^2 \cdot (k-1) / (2k \cdot Eu) \right]^{\frac{1}{k-1}} -$$

относительная плотность,  $f_i$  [7].

Анализ полученных выражений показал, что высокоскоростные зубчатые передачи, как объект оптимизации, имеют следующие независимые параметры: динамическая ( $\bar{T}_1 = T_1 / (k \cdot p_a)$ ,  $k_t$ ) и кинематическая нагрузки ( $\bar{\omega}_1 = \omega_1 / c$ ), показатели прочности и упругих свойств материалов зубчатых колес ( $\Pi$ ), реологические показатели масла и масловоздушной среды ( $v_*$ ,  $k$ ,  $p_a$ ) и конструктивно-технологические параметры: зацепление;  $u$ ;  $\bar{b}_1$ ;  $\bar{\rho}_a$ ; инварианты  $N$ ;  $\Gamma$ ,  $\Theta$ ,  $F$ ;  $E$ ;  $G$ , число ступеней передачи. Динамическая и кинематическая нагрузка являются исходными ограничениями, которые определяет потребитель. Качество материалов следует отнести к физическим параметрам, которые определяются назначением зубчатых передач и для некоторых отраслей машиностроения имеют свои приоритетные постоянные значения. Влияние разработчика и производителя на них является весьма ограниченным. К управляющим параметрам могут быть отнесены конструктивно-технологические параметры, связанные между собой значительным количеством ограничений, вид которых определяется типом передач и технологическими процессами их производства.

Перечисленные выше факторы создают общее для всех видов передач множество независимых и управляющих параметров, определяемое критериальным уравнением связи, которое отображает условие существования и качества зубчатых передач:

$$\bar{T}_1 \cdot \bar{\omega}_1^3 = \left( \frac{F}{4 \cdot \bar{\rho}_a \cdot k_t \cdot \Sigma \cdot v_*^{0,25}} \right)^{1,2} \cdot \left( \frac{G \cdot \bar{b}_{1opt}}{\Pi} \right)^{2,2} . \quad (4)$$

**Условные обозначения.**  $u$  – передаточное отношение;  $\omega_i$  – угловая скорость шестерни, м/с;  $r_i$  – радиус делительной окружности;  $\alpha$  – угол станочного зацепления, рад;  $\beta$  – угол наклона линии зубьев, рад;  $A_i = r_{ai} / r_i$  – относительный радиус окружности вершин;  $r_{ai}$  – радиус окружности вершин, м;  $b_i$  – ширина зубчатого венца, м; того венца;  $B_i = r_{fi} / r_i$  – относительный радиус окружности впадин;  $r_{fi}$  – радиус окружности впадин, м;  $p_a$  – атмосферное давление, МПа;  $E^*$  – приведенный модуль упругости материалов зубчатых колес, МПа;

$Ei = p_a / (\rho_a \cdot V_{окр}^2)$  – критерий Эйлера;  $V_{окр} = \omega_i \cdot r_i$  – окружная скорость;  $\rho_a$  – плотность маслотовоздушной смеси во впадинах зубчатых колес, кг/м<sup>3</sup>;  $k$  – показатель адиабаты маслотовоздушной смеси;  $Re_i = \rho_a \cdot \omega_i \cdot r_i^2 / \mu$  – критерий Рейнольдса;  $\bar{h}_i = h_i / r_{ai}$  – относительная глубина погружения зубчатого колеса в масляную ванну,  $c$  – скорость звука в маслотовоздушной смеси, м/с;  $k_t$  – частичность нагрузок,  $\vartheta_* = \vartheta / (c \cdot k)$  – относительная вязкость смазочного масла.

**Выводы.** Предложены инварианты подобия процессов вращения и зацепления зубчатых колес в виде безразмерных комплексов, обобщающих критериальную информацию необходимую и достаточную для оптимизации конструктивных решений. Получено критериальное уравнение связи, соблюдение которого позволяет рассчитывать параметры зубчатой передачи в зависимости от скоростного и нагружающего режимов эксплуатации с учетом материалов и термообработки зубчатых колес, типа и характеристик смазочного материала.

**Список литературы:** 1. Высоконагруженные редукторы – новые разработки. Материалы фирмы MAAG Gear Co. Ltd, 1992. 2. Дзэ Т. Высокоэффективные турборедукторы для газовых турбин / Томас Дзэ, перевод С.М. Иноземцев // Турбины и дизели. – 2005. – сентябрь-октябрь. – С.38-41. 3. Heingartner P. Determination Power Losses in the Helical Gear Mesh. / P. Heingartner, D. Mba // Gear Technology. – Sept. 2005. 4. Мироненко А.И. Тяжелонагруженный высокоскоростной редуктор привода генератора / А.И. Мироненко, Е.А. Гамза // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – 2012. – №3/10(57). – С.54-56. 5. Deeg Th. The MAAG High Efficiency Turbogear HET / Thomas Deeg // VGB Kraftwerkstechnik. 1996. – issue 1. 6. Ставицкий В.В. Определение механического КПД в зубчатом зацеплении с учетом условий эксплуатации / Ставицкий В.В., Носко П.В. // Вестник НТУ "ХПИ" – Харьков: ХПИ, 2011. – №51. – С.152-164. 7. Ставицкий В.В. Оценка потерь мощности в высокоскоростных цилиндрических передачах / В. В. Ставицкий, П. Л. Носко // Вестник НТУ "ХПИ". – Харьков: ХПИ, 2011. – №28. – С.137-149. 8. Ставицкий В.В. Определение коэффициента потерь мощности вследствие сжатия маслотовоздушной смеси между зубьями цилиндрических передач / Ставицкий В.В., Носко П.Л. // Вісник СНУ ім. В.Даля. – 2011. – №5(159), частина 2. – С.313-318. 9. Ставицкий В.В. Анализ аэрогидродинамических потерь в зубчатых передачах / В.В. Ставицкий, П.Л. Носко, П.В. Филь // Вісник нац. ун-ту ім. В.Даля. – 2009 – №12(142). – С.125-131. 10. Ставицкий В.В. Метод проектирования энергосберегающих высокоскоростных зубчатых передач / В.В. Ставицкий, П.Л. Носко // Вестник НТУ "ХПИ" – Харьков: ХПИ, 2012. – №36. – С.132-139.

Поступила в редколлегию 30.03.2013

УДК 621.833

**Оптимизация проектирования высокоскоростных зубчатых передач / В.В. Ставицкий, П.Л. Носко, С.П. Романов** // Вісник НТУ "ХПИ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х.: НТУ "ХПИ". – 2013. – №40(1013). – С.148-152. – Бібліогр.: 10 нав.

Запропоновано інваріанти подібності процесів обертання та зацеплення зубчатих коліс у вигляді безрозмірних комплексів, які узагальнюють критериальну інформацію необхідну та достатню для оптимізації конструктивних рішень. Отримано критериальні рівняння зв'язку, дотримання якого дозволяє розраховувати параметри зубчастої передачі в залежності від швидкісного та навантажувального режимів експлуатації з урахуванням матеріалів та термообробки зубчатих коліс, типу та характеристик змащувального матеріалу.

**Ключові слова:** високошвидкісна зубчаста передача, оптимізація.

Criteria of similarity of processes of rotation and claspings of gear-wheels are offered as dimensionless complexes; criterion information necessary and sufficient for optimization of structural decisions is summarized. Criterion equation of connection is derived; being in compliance with the equation allows for calculations of gear parameters based on the exploitation speeds and loading modes, taking into account materials and heat treatments of gear-wheels and types and descriptions of lubricating material.

**Keywords:** hi-speed gear, optimization.

УДК 621.833