

Рисунок 5 – Удельная скорость скольжения:
 а) $\alpha=15^\circ$, б) $\alpha=20^\circ$; - - - $k=2$, — $k=5$, – эвольвента

Выводы:

1. Описана методика определения абсолютной скорости скольжения в эвольютном зацеплении.
2. Анализ графиков абсолютной скорости скольжения показал некоторое преимущество эвольютных передач перед аналогичными эвольвентными.
3. Анализ графиков касательной составляющей скорости скольжения показал, что в эвольютных передачах она больше, чем в аналогичной эвольвентной, что может негативно сказаться на износостойкости профилей.
4. Описана методика определения удельной скорости скольжения в эвольютном зацеплении.
5. Анализ графиков удельного скольжения показал, что этот параметр у эвольютной передачи меньше, чем у аналогичной эвольвентной. Это объясняется меньшей абсолютной скоростью скольжения в эвольютном зацеплении.
6. Определена зависимость между коэффициентом разновидности k и скоростью скольжения в зацеплении. Анализ графиков показал, что с уменьшением k увеличивается касательная и нормальная составляющие, но абсолютная и удельная скорости скольжения уменьшается.

Список литературы: 1. Трубин Г.К. Контактная усталость материалов для зубчатых колес. – М.: Машгиз. – 1962. – 403с. 2. Гавриленко В.А. Зубчатые передачи в машиностроении. – М.: Машгиз. – 1962. – 530с. 3. Павлов А.И. Современная теория зубчатых зацеплений. – Харьков: ХНАДУ, 2005. – 100с. 4. Литвин Ф.Л. Теория зубчатых зацеплений. – М.: Наука. – 1968. – 584с. 5. Протасов Р.В., Устиненко А.В. Аналитическое описание поверхностей зубьев эвольютных передач // Вестник НТУ "ХПИ": Сб. научн. трудов. Тем. вып. "Машиноведение и САПР". – Харьков, 2009. – №12. – С.125-129. 6. Протасов Р.В., Устиненко А.В. Построение рабочих профилей зубьев эвольютных передач // Вестник НТУ "ХПИ": Сб. научн. трудов. Тем. вып. "Машиноведение и САПР". – Харьков, 2010. – №19. – С.124-128. 7. Болотовский И.А. Цилиндрические эвольвентные зубчатые передачи внешнего зацепления. Расчет геометрии. Справочное пособие. – М.: Машиностроение. – 1974. – 160с.

Поступила в редколлегию 21.05.12

УДК 621.833

В.В. СТАВИЦКИЙ, к.т.н., доцент ВНУ им. В. Даля, Луганск;
П.Л. НОСКО, д.т.н., проф., зав. каф. машиноведения ВНУ им. В. Даля

МЕТОД ПРОЕКТИРОВАНИЯ ЭНЕРГОСБЕРЕГАЮЩИХ ВЫСОКОСКОРОСТНЫХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

Предложен метод проектирования энергосберегающих высокоскоростных зубчатых передач, позволяющий определять их основные размеры, обеспечивающие максимальный КПД, не нарушая основные прочностные характеристики передачи. При определении максимального КПД кроме потерь механического трения учтены потери вследствие аэрогидродинамического сопротивления вращению зубчатых колес и периодического сжатия-расширения масловоздушной смеси в замкнутом между зубьями пространстве.

Запропонований метод проектування енергозберігаючих високошвидкісних зубчастих передач, що дозволяє визначати їх основні розміри, що забезпечують максимальний ККД, не порушуючи основні міцнісні характеристики передачі. При визначенні максимального ККД окрім втрат механічного тертя враховані втрати внаслідок аерогідродинамічного опору і періодичного стиснення-розширення маслоповітряної суміші в замкнутому між зубцями просторі.

A method for designing energy conserving high-speed gears is proposed. The method allows determining gears' fundamental sizes ensuring maximum efficiency and not violating basic durability parameters of transmission. During maximum efficiency determination not only mechanical friction losses are taken into account, but also windage, churning and air-pumping losses are considered.

Постановка проблемы. В настоящее время развитие редукторостроения идет по пути снижения массы и габаритов, увеличения передаваемых скоростей и нагрузок. Например, в современных турборедукторах окружная скорость достигает 150м/с, а передаваемая мощность сотен мегаватт. При таких передаваемых мощностях потери составляют 1МВт и более. В высокоскоростных зубчатых передачах значительную часть общих потерь мощности составляют потери несвязанные с передаваемой нагрузкой: потери гидроаэросопротивления вращению зубчатых колес, периодического сжатия и расширения масловоздушной смеси в пространстве между зубьями колес (компрессорные потери), которые в настоящее время не учитываются при проектировании зубчатых передач. Для снижения потерь необходимым является тщательный анализ источников диссипации энергии и влияния на коэффициент полезного действия (КПД) геометрических параметров зубчатых передач и условий их эксплуатации.

Анализ литературы. Потери энергии в зубчатых передачах условно разделяют на две группы: а) потери, зависящие от передаваемой нагрузки (потери на трение скольжения и качения контактирующих поверхностей зубчатой пары и подшипников); б) потери, независящие от передаваемой нагрузки (компрессорные и аэрогидродинамического сопротивления вращению зубчатых колес). Удельный вес этих потерь составляет при 100%(50%) нагрузке: 19%(6%) и 10%(12%) – потери на трение скольжения и качения соответственно в зубчатом зацеплении и 71%(82%) – потери аэродинамического сопротивления вращению зубчатых колес [1]. Авторы [2] провели экспериментальное исследование потерь на установке полностью имитирующей процессы в зубчатой передаче в диапазоне скоростей 0-15000об/мин и нагрузок 0-3,7кВт. Результаты исследований показали, что при нагрузке, составляющей 33-100% и скоростях 83-100% максималь-

ных, аэродинамические потери становятся практически равными потерям на трение в зубчатом зацеплении. По данным работы [3] потери гидродинамического сопротивления в автомобильных коробках передач также превышают потери механического трения. Однако, результаты большинства исследований аэрогидродинамического сопротивления, имеющих в открытой печати, приводятся в виде эмпирических зависимостей, в которых практически отсутствует оценка влияния геометрических параметров зубчатых колес на потери мощности, независимые от передаваемой зубчатой передачей нагрузки. Наличие значительных потерь мощности, существенно зависящих от скоростного режима эксплуатации зубчатых передач, обуславливает обязательный их учет уже на стадии проектирования.

Цель статьи. Разработать метод проектирования высокоскоростных зубчатых передач, позволяющий определять их основные размеры, обеспечивающие максимальный КПД, не нарушая основные прочностные характеристики передачи.

1. Теоретическое обоснование метода. Разработка метода сводится к определению размеров зубчатой передачи и условий ее эксплуатации, обеспечивающих минимальные значения коэффициентов потерь мощности, вследствие того или иного источника диссипации энергии.

КПД зубчатой пары определяется известным выражением

$$\eta = (T_1 - T_c)/T_1 = 1 - \left(\sum_1^i \frac{T_{A\Gamma}}{T_1} + \sum_1^j \frac{T_{cp}}{T_1} + \sum_1^k (\psi_f + \psi_k) + \sum_1^s \sum_1^r \frac{T_b}{T_1} \right), \quad (1)$$

где i – количество зубчатых колес в передаче; i – количество зацеплений в передаче; s – количество валов в передаче; r – количество подшипников на каждом валу передачи; T_c – суммарный момент сопротивления вращению зубчатых колес пары, Н·м; $T_{A\Gamma} = \sum (T_\Gamma + T_A)$ – момент аэрогидродинамического сопротивления, Н·м; T_Γ – момент гидродинамического сопротивления, Н·м; T_A – момент гидродинамического сопротивления, Н·м; T_{cp} – момент сопротивления в результате периодического сжатия и расширения масловоздушной смеси в замкнутом между зубьями пространстве, Н·м; T_f, T_k – моменты трения скольжения и качения соответственно, Н·м; T_b – момент аэрогидродинамического сопротивления и трения в подшипниках, Н·м; T_1 – входной крутящий момент в зубчатую передачу, Н·м; $\psi_f = T_f/T_1$ – коэффициент потерь вследствие трения скольжения в зубчатой паре; $\psi_k = T_k/T_1$ – коэффициент потерь вследствие трения скольжения в зубчатой паре.

Коэффициенты потерь мощности, независимых от передаваемой нагрузки предлагается определять по зависимостям [4]

$$\psi_{f, var} = \frac{\left(\frac{1+u}{u} \right)^{0,75} \tau_1^{0,75} \left[(\chi_1^{1,75} + \chi_2^{1,75}) + [(1-\chi_1)^{1,75} + (1-\chi_2)^{1,75}] \right]}{21,55 \cdot \nu_m^{0,25} \cdot \nu_{okp}^{0,5} \cdot \left[2 \cdot \operatorname{tg} \alpha_w + \tau_1 \cdot (\chi_1^2 + \chi_2^2) \cdot \frac{u-1}{2 \cdot u} \right]^{0,25}} = \frac{F}{\nu_m^{0,25} \nu_{okp}^{0,5}}, \quad (2)$$

$$\psi_k = 3 \frac{[\sigma_H]}{E_{np}^*} \cdot \sqrt{\frac{\varepsilon \cdot \cos \alpha}{\pi \cdot u \cdot K_H \cdot \cos \beta}} \cdot \frac{H}{4\tau_1} \cdot (u+1)^2 \cdot \operatorname{tg}^2 \alpha_w, \quad (3)$$

где $\chi_1 = (\operatorname{tg} \alpha_{a1} - \operatorname{tg} \alpha_w)/\tau_1$ и $\chi_2 = (\operatorname{tg} \alpha_{a2} - \operatorname{tg} \alpha_w)/\tau_2$ – коэффициенты перекрытия по головкам и ножкам зубьев; τ_1 и τ_2 – угловые шаги шестерни и колеса соответственно; $\nu_{okp} = \omega_i \cdot r_i$ – окружная скорость зубчатого колеса, м/с; u – передаточное отношение; α_w – угол эксплуатационного зацепления; ν_m – кинематическая вязкость масла, сСт; $\varepsilon = \chi_1 + \chi_2$ – коэффициент перекрытия зубчатой передачи; E_{np}^* – приведенный модуль упругости материалов зубчатых колес, МПа; α – угол станочного зацепления.

Моменты сопротивления, независимые от передаваемой нагрузки, прямо пропорциональны объему $O_i = b \cdot r_i^2$, занимаемому зубчатыми колесами передачи [4]:

$$T_{\Gamma_{ii}} = \rho_m \cdot \omega_i^2 \cdot r_i^5 \cdot (C_{k_i}^\Gamma + C_{T_i}^P + C_{P_i}) = \rho_m \cdot \nu_{okp}^2 \cdot O_i \cdot (\bar{C}_{k_i}^\Gamma + \bar{C}_{T_i}^P + \bar{C}_{P_i}); \quad (6)$$

$$T_{A_{ii}} = \rho \cdot \omega_i^3 \cdot r_i^5 \cdot (C_{k_i} + C_{M_i} + C_{R_i}) = \rho \cdot \nu_{okp}^3 \cdot O_i \cdot (C_{k_i} + C_{M_i} + C_{R_i}); \quad (7)$$

$$T_{cp} = \omega_1 \cdot k \cdot \Lambda \cdot (1+u) / (8 \cdot u) \cdot \bar{b}^2 \cdot O_i \cdot M_{okp}^2 \cdot p_a \cdot \cos^2 \alpha, \quad (8)$$

где $C_{k_i}, C_{M_i}, C_{R_i}$ – безразмерные моменты сил Кориолиса, вязкости на торцах зубчатого колеса и в радиальном зазоре при аэросопротивлении [5]; $C_{k_i}^\Gamma, C_{T_i}^P, C_{P_i}^\Gamma$ – безразмерные моменты сил Кориолиса, вязкости на торцах зубчатого колеса на периферийных поверхностях головок зубчатого колеса при гидросопротивлении; r_i – радиус делительной окружности зубчатого колеса, м; $\rho = x_b \cdot \rho + (1-x_m) \cdot \rho_m$ – плотность масловоздушной смеси, кг/м³; ω_i – угловая скорость вращения зубчатого колеса, рад/с; $M_{okp} = \nu_{okp} / c$ – относительная окружная скорость зубчатого колеса; c – скорость звука при нормальных условиях, м/с; при скорости более $M_{okp}^{kp} = \sqrt{\frac{2}{k+1} \cdot (A_i^2 - B_i^2)} \sum_{i=1}^2 (y_i \cdot k_s \cdot t_s) / (4 \cdot \bar{b} \cdot A_i \cdot \sin \alpha \cdot \cos \beta)$ коэффициент равен $\Lambda = \{(1+k)/(4\chi_2 - 2) + 1/(2\chi_1 - 1)\}$, в противном случае коэффициент зависит от скорости $\Lambda = \left\{ 1 / \left[(2\chi_2 - 1) \left[1 - 0.5(k-1) \left(\bar{b} M_{okp} / (2\chi_2 - 1) \tau_1 \right)^2 \right] + 1 / (2\chi_1 - 1) \right] \right\}$ [6]; p_a – атмосферное давление, МПа; $\bar{b}_i = b_i / r_i$ – относительная ширина зубчатого венца; b_i – ширина зубчатого венца, м; x_b и x_m – объемные относительные части воздуха и масла в масловоздушной смеси; ρ и ρ_m – плотности воздуха и смазочного масла при рабочей температуре передачи соответственно, кг/м³; k – показатель адиабаты масловоздушной смеси.

Оценка удельного веса потерь мощности [7], [8] позволяет при проектировочном расчете зубчатых передач пренебречь потерями вязкостного трения (не превышают 12% от полного аэрогидродинамического сопротивления вращению зубчатых колес) и механического трения качения зубьев (не превышают 7% трения скольже-

ния). Тогда в дальнейших расчетах принимается $\bar{C}_{F_i}^p = \bar{C}_{P_i} = C_{M_i} = C_{R_i} = \psi_{\kappa} = 0$.

Зависимости (6), (7), (8) показывают, что потери мощности будут минимальными при минимально возможных значениях объемов, занимаемых зубчатыми колесами передачи, которые в свою очередь определяются прочностным расчетом по контактным напряжениям [9]

$$O_i = \frac{T_i \cdot K_H}{[\sigma_H]^2 \cdot \cos \alpha} \cdot \frac{(u+1)}{u} \cdot \frac{\cos \beta}{\varepsilon \cdot \sin 2\alpha} \cdot \frac{2E_1 \cdot E_2}{\pi \cdot [E_1 \cdot (1-\nu_2^2) + E_2 \cdot (1-\nu_1^2)]}, \quad (9)$$

где K_H – коэффициент нагрузки; β – угол наклона линии зубьев;

Подставляя выражение (9) в (6), (7), (8), можно определить минимально возможные коэффициенты потерь мощности, не связанных с передаваемой нагрузкой

$$\psi_{A_{\Sigma}} = \Pi \cdot M_{окр}^2 \cdot \bar{\rho}_a \cdot \sum_1^i N_i; \quad \psi_{\Gamma_i} = \Pi \cdot M_{окр}^2 \cdot \sum_1^i \Gamma_i; \quad \psi_{cp} = \bar{b}^2 \cdot \Pi \cdot M_{окр}^2 \cdot \sum_1^i \Omega_j,$$

где $\Pi = E_{np}^* \cdot p_a / [\sigma_H]^2$ – безразмерный коэффициент, характеризующий материалы зубчатых колес и условия эксплуатации передачи; $[\sigma_H]$ – допускаемые контактные напряжения, МПа; $\bar{\rho}_a = \rho_a / \rho$ – относительная плотность масловоздушной смеси во впадинах зубчатого колеса;

$\bar{\rho}_a = \left[1 - 0.5 \cdot (f \cdot \bar{b} \cdot M_{окр})^2 \cdot (k-1) \right]^{\frac{1}{k-1}}$ при относительной окружной скорости меньше критической: $M_{окр}^{kp} = \sqrt{\frac{2}{k+1}} \cdot (A_i^2 - B_i^2) \sum_{i=1}^2 (y_i \cdot k_s \cdot t_s) / (4 \cdot \bar{b} \cdot A_i \cdot \sin \alpha \cdot \cos \beta)$,

$\bar{\rho}_a = \bar{\rho}_a^{kp} = [2/(k+1)]^{1/(k-1)}$ в противном случае; $A_i = r_{ai}/r_i = 1 + 2(h_a^* + x_i)/z_i$ – относительный радиус окружности вершин зубчатого колеса; r_{ai} – радиус окружности вершин зубчатого колеса, м; $B_i = r_{fi}/r_i = 1 - 2(h_a^* - x_i + c^*)/z_i$ – относительный радиус окружности впадин зубчатого колеса; r_{fi} – радиус окружности вершин зубчатого колеса, м; N_i , Γ_i , Ω_j – безразмерные коэффициенты, зависящий только от геометрических параметров зубчатых колес и конструкции зубчатой передачи, определяемые соотношениями ниже:

$$N_i = k \cdot K_H \cdot \sum_{i=1}^2 y_i \cdot \frac{(A_i^2 - B_i^2) \cdot (\pi - 4x_i \cdot \operatorname{tg} \alpha) \cdot (1+u) \cdot \cos^3 \beta}{2\pi \cdot \varepsilon \cdot u \cdot \cos \alpha};$$

$$\Gamma_i = \bar{V}_{3_i} \cdot \arccos^2(1 - \bar{h}_i) \cdot N_i; \quad \Omega_j = \frac{k \cdot K_H}{16 \cdot \pi \cdot \varepsilon} \cdot \left(\frac{u+1}{u} \right)^2 \cdot \frac{\cos^3 \beta}{\sin \alpha} \cdot \Lambda,$$

где $f = 4 \cdot A_i / [(A_i^2 - B_i^2) \cdot k_s \cdot (\bar{y}_1 + \bar{y}_2)]$ – коэффициент торцевых зазоров; $\bar{y}_1 = 4 \cdot B_i \cdot \bar{\delta}_1 / (A_i^2 - B_i^2)$ и $\bar{y}_2 = 4 \cdot B_i \cdot \bar{\delta}_2 / (A_i^2 - B_i^2)$ – коэффициенты зазоров по

торцам зубчатого колеса; $\bar{\delta}_i = \delta_i / r_i$ – относительные торцевые зазоры; δ_i – торцевые зазоры между вращающимся зубчатым колесом и картером переда-

чи; $\bar{V}_3 = k_s \sqrt{(A_i^2 - B_i^2) + \frac{2}{Fr} (\bar{h}_i - A_i - B_i) + \frac{2\Phi_i}{\sqrt{\operatorname{Re}}} + (k_o \sin \alpha \cos \beta)^2}$ – относитель-

ная скорость заполнения маслом впадин зубчатого колеса, при их погружении в масляную ванну; $\Phi_i = (\sin \alpha \cdot \cos \beta / \varphi_i)^{1.5} (\operatorname{tg}^2 \alpha_a - \operatorname{tg}^2 \alpha_f) \cdot \cos \alpha / (A_i \sqrt{3})$ – ко-

эффициент, зависящий только от геометрических параметров зубчатого колеса; $Fr = \omega^2 \cdot r_a / g$ – число Фруда; g – ускорение свободного падения, м/с²;

$\operatorname{Re} = \omega \cdot r_a^2 / \mathcal{G}_m$ – число Рейнольдса; \mathcal{G}_m – кинематическая вязкость смазочного масла, сСт; α_a и α_f углы профиля эвольвенты на окружностях вершин и

впадин зубчатого колеса соответственно; k_s и k_0 – скоростные коэффициенты торцевого и радиального сечений впадины соответственно; $\bar{h}_i = h_i / r_{ai}$ –

относительная глубина погружения зубчатого колеса в масляную ванну; h_i – глубина погружения зубчатого колеса в масляную ванну, м.

Тогда окончательно выражение (1) может быть представлено

$$\eta = 1 - [k_t \cdot (\psi_{A_{\Sigma}} + \psi_{\Gamma_{\Sigma}} + \psi_{cp}) + \psi_f], \quad (10)$$

где k_t – коэффициент, учитывающий частичность режимов нагружения проектируемой зубчатой передачи.

Анализ результатов расчета КПД турборедуктора мощностью 55МВт (рисунок 1) показал наличие его максимума при частоте вращения колеса 500об/мин. Аналогичные зависимости получены и для других высокоскоростных редукторов, однако максимальные значения КПД наблюдаются при различных частотах вращения валов передачи, определяемых геометрическими характеристиками зубчатых колес. Такие зависимости обусловлены различным характером изменения различных составляющих потерь мощности от угловой скорости вращения зубчатых колес (рисунок 2). С увеличением скорости вращения потери, зависящие от нагрузки, уменьшаются, в то время как, потери, независящие от передаваемой нагрузки, существенно возрастают. Анализ влияния ширины зубчатого венца на КПД показывает также наличие максимума. Увеличение ширины венца увеличивает степень разрежения масловоздушной смеси во впадинах, снижая ее массу, а, следовательно, и кориолисову силу сопротивления вращению зубчатых колес. В то время как рост ширины зубчатого венца увеличивает степень сжатия в замкнутом между зубьями пространстве, что увеличивает потери мощности на периодическое сжатие-расширение масловоздушной смеси при зацеплении зубьев.

Для определения оптимальной окружной скорости, при которой КПД зубчатой пары будет максимальным, уравнение (10) продифференцировано по скорости и производная приравнена к нулю

$$\frac{\partial \eta}{\partial V_{окр}} = \left[\kappa_t \left(\frac{\partial \psi_A}{\partial V_{окр}} + \frac{\partial \psi_{\Gamma}}{\partial V_{окр}} + \frac{\partial \psi_{cp}}{\partial V_{окр}} \right) + \frac{\partial \psi_f}{\partial V_{окр}} \right] = 0. \quad (11)$$

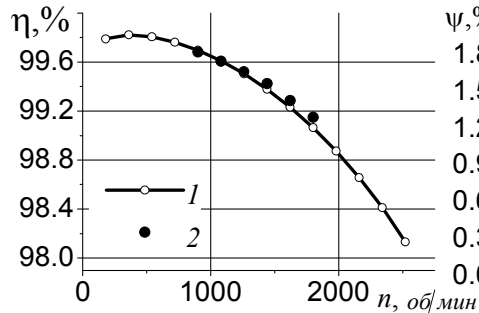


Рисунок 1 – Зависимость коэффициента полезного действия турборедуктора от угловой скорости вращения колеса ($b_1=205\text{мм}$; $m=10\text{мм}$; $z_1=42$; $b_2=200\text{мм}$; $z_2=155$; $\beta=29^\circ$): 1 – расчет; 2 – эксперимент

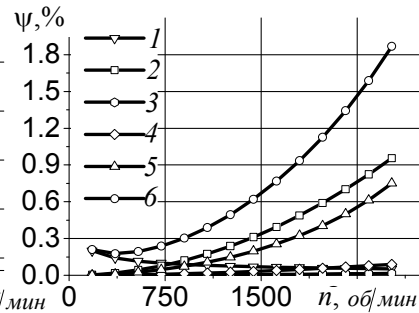


Рисунок 2 – Составляющие потерь мощности в турборедукторе: 1 – трение; 2 – периодическое сжатие-расширение; 3, 4 – вязкостное трение в радиальном зазоре и на торцах зубчатых колес соответственно; 5 – аэродинамическое сопротивление; 6 – суммарные потери

Решением уравнения (11) является

$$V_{окр}^{opt} = \left(\frac{F}{2 \cdot \bar{\rho}_a \cdot \kappa_t \cdot (N_\Sigma + \Gamma_\Sigma + \Omega \cdot \bar{b}^2) \cdot c^2 \cdot \Pi} \right)^{0.4} \cdot \frac{1}{v_m^{0.1}}, \quad (12)$$

где $N_\Sigma = k \cdot K_H \cdot \sum_{i=1}^2 y_i \cdot [(A_1^2 - B_1^2) + u^2 \cdot (A_2^2 - B_2^2)] \cdot (1+u) \cdot \cos^3 \beta / (2\varepsilon \cdot u \cdot \cos \alpha)$ – для пары нулевых зубчатых колес.

Аналогичным способом находим оптимальное значение относительной ширины зубчатого венца

$$\frac{\partial \eta}{\partial \bar{b}} = \left[\kappa_t \left(\frac{\partial \psi_A}{\partial \bar{b}} + \frac{\partial \psi_\Gamma}{\partial \bar{b}} + \frac{\partial \psi_{cp}}{\partial \bar{b}} \right) + \frac{\partial \psi_f}{\partial \bar{b}} \right] = 0; \quad (13)$$

$$\bar{b}_{opt} = \bar{\xi} \cdot \sqrt{2 \cdot [1 - (\bar{\xi}^2 \cdot \Omega / \kappa_t \cdot (N_\Sigma + \Gamma_\Sigma))] / (k-1)}, \quad (14)$$

где $\bar{\xi} = f \cdot M_{окр} \cdot \sin \alpha$.

При известной окружной скорости нормальный модуль зубчатого зацепления можно представить следующим образом

$$m_n = 2V_{окр} / z_1 \cdot \omega_1 \cdot \cos \beta. \quad (15)$$

С другой стороны, из условия изгибной прочности [9] модуль не должен превышать

$$m_n \geq \sqrt[3]{\frac{4Y_{F_1} \cdot Y_\beta \cdot T_1 \cdot K_F}{\bar{b} \cdot z_1^2 \cdot [\sigma]_F}}, \quad (16)$$

где Y_{F_1} – коэффициент формы зуба шестерни; Y_β – коэффициент, учитывающий наклон зубьев; K_F – коэффициент нагрузки при расчете на изгиб;

$[\sigma]_F$ – допускаемые напряжения при расчете на изгиб, МПа.

Подставляя выражение (15) в (16), и решая полученное выражение относительно ширины зубчатого венца шестерни, получим минимально необходимую ширину венца

$$\bar{b} \geq \frac{z_1 \cdot Y_{F_1} \cdot Y_\beta \cdot T_1 \cdot K_F}{2[\sigma]_F} \cdot \left(\frac{\omega_1 \cdot \cos \beta}{V_{opt}} \right)^3. \quad (17)$$

2. Метод расчета основных параметров зубчатой передачи. Метод проектирования энергосберегающих высокоскоростных зубчатых передач сводится к выбору оптимальных геометрических и конструктивных параметров, которые обеспечивают максимальные значения КПД для наиболее вероятного скоростного режима и режима нагружения при выполнении условий прочности по контактным и изгибным напряжениям.

На рисунке 3 приведена итеративная последовательность расчета основных параметров зубчатой передачи.

Выводы.

1. Проведен анализ влияния условий эксплуатации и геометрических параметров зубчатой передачи на ее коэффициент полезного действия, с учетом, как механических потерь, так и потерь мощности вследствие гидроаэродинамического сопротивления вращению зубчатых колес и периодического сжатия-расширения масловоздушной смеси в замкнутом между зубьями пространстве.

2. Установлено наличие максимумов функции коэффициента полезного действия зубчатой передачи от окружной скорости и зубчатого венца передачи.

3. Предложен метод проектирования энергосберегающих высокоскоростных зубчатых передач, основанный на выборе оптимальных геометрических и параметров, обеспечивающих максимальные значения коэффициента полезного действия для наиболее вероятного скоростного режима и режима нагружения при выполнении условий прочности по контактным и изгибным напряжениям.

Список литературы: 1. Heingartner P. Determination Power Losses in the Helical Gear Mesh / P. Heingartner, D. Mba // Gear Technology. – Sept. 2005. 2. Handschuh R. F. Preliminary Comparison of Experimental and Analytical Efficiency Results of High-Speed Helical Gear Trains / R.F. Handschuh, C.J. Kilmain // DETC'03, ASME, Design Engineering Technical Conferences and Computers and Information in Engineering Conference. – 2003. – Vol.4B. – pp.949-955. 3. Changanet C. Power loss predictions in geared transmissions using thermal networks-applications to a six-speed manual gearbox / C. Changanet, X. Oviedo-Marlot, P. Velex // Transactions of the ASME. Journal of mechanical design. – 2006. – Vol.128. – P.618-625. 4. Ставицкий В.В., Носко П.Л. // Вестник НТУ "ХПИ". – Харьков: ХПИ, 2011. – №51. – С.152-164. 5. 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. 6. Ставицкий В.В. Определение коэффициента потерь мощности вследствие сжатия масловоздушной смеси между зубьями цилиндрических передач / Ставицкий В.В., Носко П.Л. // Вісник СХУ ім. В.Даля. – 2011. – №5(159), частина 2. – С.313-318. 7. Ставицкий В.В. Анализ аэродинамических потерь в зубчатых передачах / В.В. Ставицкий, П.Л. Носко, П.В. Филь // Вісник СХУ ім. В.Даля. – 2009 – №12(142). – С.125-131. 8. Ставицкий В.В. Анализ составляющих потерь мощности вследствие аэродинамического сопротивления вращению зубчатых колес / В.В. Ставицкий, П.Л. Носко, С.И. Лиходеев // Вестник НТУ "ХПИ". – Харьков: ХПИ. – 2011. – №41. – С.297-302. 9. Иосилевич Г.Б. Детали машин / Г.Б. Иосилевич. – М.: Машиностроение, 1988. – 368с.

В.Н. СТРЕЛЬНИКОВ, д.т.н., проф., главн. инженер проекта
 КО РС ПАО НКМЗ, Краматорск;
Г.С. СУКОВ, к.э.н., ген. директор ПАО НКМЗ;
М.Г. СУКОВ, начальник производства ПАО НКМЗ

**АНАЛИЗ ОСЕВЫХ СИЛ, ВОЗНИКАЮЩИХ
 НА ГИБКОМ КОЛЕСЕ ВОЛНОВОЙ ПЕРЕДАЧИ**

При проектировании крупных волновых зубчатых передач в тяжёлом машиностроении, крайне важно учитывать осевые силы, возникающие в кинематических парах при взаимодействии гибкого колеса с сопряжёнными звеньями. В статье приведены результаты теоретических и экспериментальных исследований осевых сил, действующих на гибкое колесо со стороны дискового генератора волн.

При проектуванні великих хвильових зубчатих передач у важкому машинобудуванні, надто важливо враховувати осеві сили, що виникають у кінематичних парах при взаємодії гнучкого колеса зі сполученими ланками. У статті наведені результати теоретичних і експериментальних досліджень осевих сил, що діють на гнучке колесо з боку дискового генератора хвиль.

At projection of large wave gears in heavy machine industry, it is the extremely important to consider the axial forces arising in kinematic pairs at interaction of a flexible sprocket with interfaced links. In a paper results theoretical and experimental researches of the axial forces operating on a flexible gear from the disk generator of waves are reduced.

В серийно выпускаемых волновых редукторах осевые силы имеют небольшие значения и не оказывают заметного влияния [1-3]. В тяжёлом машиностроении используются крупные волновые редукторы с нагрузочными моментами до $5 \cdot 10^5$ Н·м и более, где осевые силы нельзя не учитывать при проектировании. Осевые силы возникают в кинематических парах, образованных дисками генератора волн и гибким колесом по причине низкой крутильной жёсткостью гибкого колеса, асимметричной нагрузки генератора волн, отклонения осей дисков от параллельности оси волновой передачи, люфтов в элементах конструкции генератора волн.

Гибкое колесо 1 установлено на ступице 8 выходного вала на шлицах и закреплено шайбами 9 и болтами 2, с постоянным моментом затяжки, контролируемым динамометрическим ключом. Осевые силы определялись тензометрией болтов 2 и упругих втулок 3 (рисунки 1-3), расположенных по обе стороны ступицы.

Тензорезисторы 6 смонтированы на противоположных лысках болтов 2, соединены последовательно и включены в одно рабочее плечо полумоста тензоусилителя. Аналогично установлены тензорезисторы 7 на втулках 3. Тензорезисторы 6, 7 ориентированы в радиальном направлении с отклонением осей не более $1,5-2^\circ$. Нулевая отметка угловой координаты генератора волн ($\varphi=0$) фиксируется на осциллограмме при пересечении большой оси генератора с осью болта.

Тарировка тензорезисторов выполняется до испытаний и после. Осевые силы прикладывались к болтам и втулкам, в пределах $0 \div 5000$ Н, с интервалом 500Н. Осциллография проводилась одновременно для всех болтов и втулок на два осциллографа при нагрузочных моментах $M_2=(0,5; 1,0; 1,5; 2,5; 4,0; 5,0) \times 10^5$ Н·м и

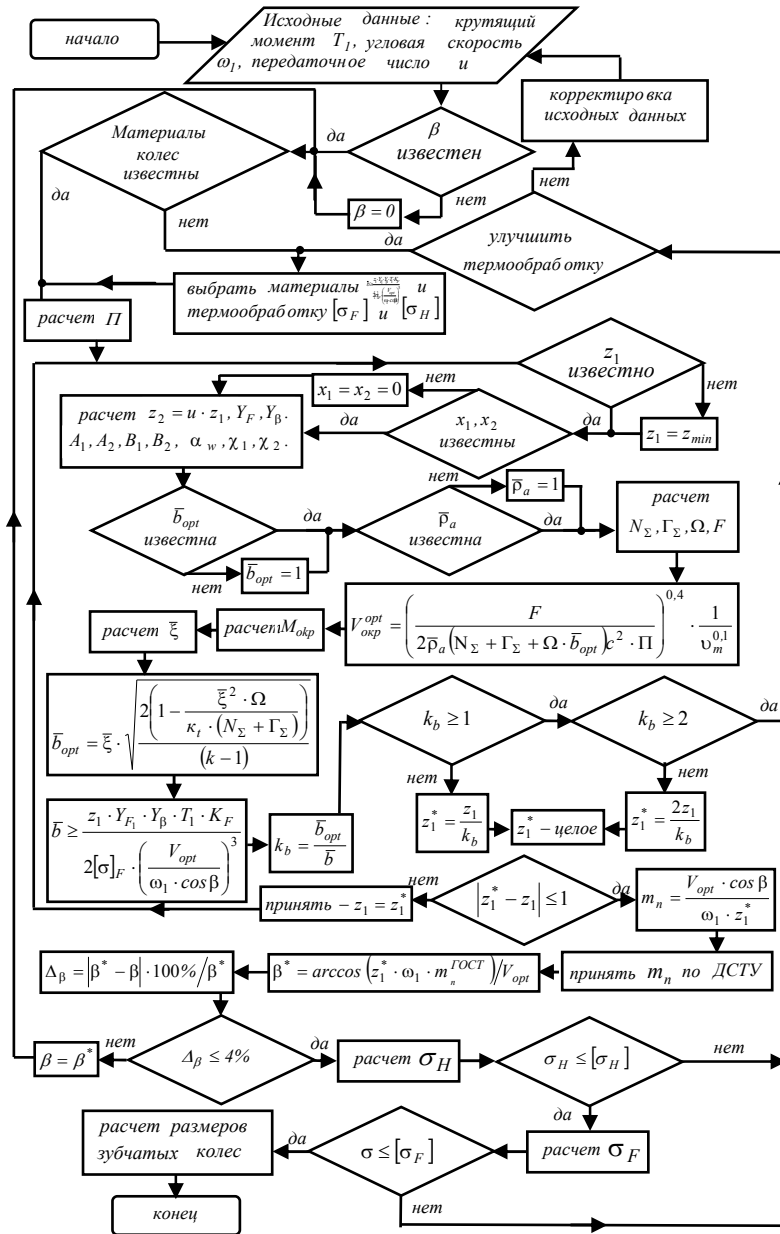


Рисунок 3 – Алгоритм синтеза зубчатой передачи

Поступила в редколлегию 31.05.12