

В.В. СТАВИЦКИЙ, к.т.н., доцент ВНУ им. В. Даля, г. Луганск
П.Л. НОСКО, д.т.н., проф., проректор ВНУ им. В. Даля

ОЦЕНКА ПОТЕРЬ МОЩНОСТИ В ВЫСОКОСКОРОСТНЫХ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧАХ

Получены аналитические выражения для оценки потерь мощности на аэродинамическое сопротивление вращению зубчатых колес, периодическое сжатие-расширение масловоздушной смеси в защемленном пространстве между зубьями и трение скольжения и качения с учетом основных факторов, влияющих на их распределение. Проведен сравнительный анализ теоретических и экспериментальных результатов.

Отримані аналітичні вирази для оцінки втрат потужності на аеродинамічний опір обертанню зубчатих коліс, періодичне стиснення-розширення маслоповітряної суміші в замкненому просторі між зубцями та тертя ковзання і кочення з урахуванням основних чинників, що впливають на їх розподіл. Проведений порівняльний аналіз теоретичних і експериментальних результатів.

Analytical expressions are got for the estimation of windage power losses, pumping losses of oil-air mixture in space between meshing gear teeth and sliding and rolling frictions losses taking into account the basic factors, influencing on their distributing. The comparative analysis of theoretical and experimental results is conducted.

Постановка проблемы. В современном газотурбостроении окружные скорости зубчатых колес достигают 120м/с, а передаваемые мощности – 100МВт и более. Учитывая, что КПД зубчатой передачи колеблется в пределах 98-99%, потери мощности при реализации таких нагрузок составляют более 1 МВт. Поэтому достоверная оценка влияния основных факторов на потери мощности позволяет провести поиск рациональных конструктивных решений и выбор оптимальных условий эксплуатации высокоскоростных цилиндрических зубчатых передач с точки зрения их максимальной эффективности на этапах проектирования новых и усовершенствования существующих передач.

Анализ литературы. Потери в зубчатых передачах условно разделены на две группы: а) зависящие от передаваемой нагрузки (трение скольжения и качения контактирующих поверхностей зубчатой пары и подшипников); б) независящие от нагрузки (гидроаэрогидродинамическое сопротивление вращению зубчатых колес, элементов подшипников и уплотнений, потери вследствие периодического сжатия-расширения масловоздушной смеси в защемленном между зубьями объеме). Результаты оценки потерь мощности, имеющиеся в литературе весьма противоречивы. Например, в исследовании [4] отмечается, что потери на трение в зубчатом зацеплении составляют 40%; в подшипниках – 50%; потери аэродинамического сопротивления – 10%. В работе [5] на основании широкой экспериментальной базы отмечается, что

потери мощности аэродинамического сопротивления при частичных нагрузках практически равны потерям на трение в зубчатом зацеплении. Разноречивость выводов может быть объяснена различными условиями проведения экспериментальных исследований. Источник [14] указывает, что при полной нагрузке потери аэродинамического сопротивления вчетверо превышают потери на трение в передаче, а при 25% нагрузке – на порядок. Математическая модель [14] построена на базе эмпирических уравнений, область адекватности которых ограничена условиями проведения эксперимента и, следовательно, модель не может быть экстраполирована на более широкий диапазон изменения параметров передачи и условий ее эксплуатации. Расчеты и выводы, представленные в работе [14] приведены для одной конкретной конструкции передачи, вследствие чего отсутствует анализ влияния конструктивных параметров на потери мощности в зубчатой передаче.

Большинство опубликованных исследований аэродинамического сопротивления являются экспериментальными [1-6]. В работах [1-4] эксперименты проводились с отдельно взятыми зубчатыми колесами без учета эффекта периодического сжатия-расширения в защемленном между зубьями пространстве. В работах [5, 6] исследования проводились на экспериментальных установках полностью имитирующих зубчатое зацепление. Однако авторам этих работ не удалось выявить роль тех или иных потерь мощности. Ряд авторов [8-13] предложили численные математические модели сжатия-расширения масловоздушной смеси в защемленном между зубьями пространстве. В работе [7] проведено описание поведения масловоздушной смеси вокруг зубьев с помощью инструментов CFD (Computational Fluid Dynamics) технологий. Однако сложность предложенных моделей и отсутствие функциональных связей с параметрами зубчатых передач не позволяют их использовать для сравнительного анализа различных видов потерь мощности.

Цель статьи. Оценка потерь мощности на аэродинамическое сопротивление вращению зубчатых колес, периодическое сжатие-расширение масловоздушной смеси в защемленном пространстве между зубьями и трение скольжения и качения с учетом основных факторов, влияющих на их распределение.

1. Потери аэродинамического сопротивления масловоздушной среды вращению зубчатых колес. Ранее авторами была предложена экспериментально проверенная методика определения мощности и момента сил аэродинамического сопротивления для отдельно взятого зубчатого колеса [15, 16]. В случае если в зацеплении участвует n зубчатых колес, момент сил аэродинамического сопротивления представляет собой сумму моментов сил сопротивления

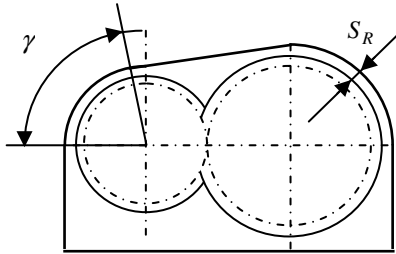
$$T_a = \sum_{i=1}^n (T_{n_i} + T_{\tau_i} + T_{M_i} + T_{R_i}), \quad (1)$$

где

$$T_{n_i} = M_{окр}^2 \cdot \frac{z_i \cdot k}{16} \cdot p_a \cdot O_i \cdot \Gamma_i \cdot \bar{\rho}_a \cdot \cos^2 \beta \cdot \sin^2 2\alpha \quad (2)$$

– момент сил аэродинамического (парусного) сопротивления вращению i -го зубчатого колеса, Н·м;

$$T_{\tau_i} = \left(\frac{z_i \cdot r_i}{2 \cdot b} \right)^{0,25} \frac{k \cdot z_i \cdot p_a \cdot O_i \cdot M_{окр}^2 \cdot \Phi_i \cdot \cos \beta}{\text{tg}^2 \alpha \cdot \sqrt{3} \cdot \sqrt{\text{Re}} \cdot \sin^{1,5} \alpha} \quad (3)$$



– момент сил сопротивления вследствие вязкостного трения среды о профильные поверхности зубьев при вращении i -го зубчатого колеса, Н·м;

$$T_{M_i} = 0,5 \cdot p_a \cdot M_{окр}^2 \cdot O_i \cdot \frac{C_{M_i}}{b} \quad (4)$$

Рисунок 1 – определению аэродинамического трения в радиальном зазоре передачи

– момент сил сопротивления вследствие вязкостного трения среды о торцевые поверхности i -го зубчатого колеса, Н·м;

$$T_{R_i} = \gamma_i \cdot p_a \cdot A_i^2 \cdot r_i^2 \cdot b \cdot \left[\frac{k \cdot M_{окр}^2}{S_R \cdot \text{Re}_i} + \frac{\bar{S}_R}{2 \cdot \varphi_a} \left(1 + \frac{k-1}{2} \cdot M_{окр}^2 \right)^{\frac{k}{k-1}} \right] \cdot \cos^2 \alpha \quad (5)$$

– момент сил аэродинамического сопротивления масловоздушной смеси в радиальном зазоре между вершинами зубьев i -го зубчатого колеса и корпусом передачи, Н·м;

$M_{окр} = V_{окр}/c$ – относительная окружная скорость зубчатого колеса; $V_{окр} = r_i \cdot \omega$ – окружная скорость зубчатого колеса, м/с; $\bar{\rho}_a = \rho_a/\rho$ – относительная плотность масловоздушной смеси, окружающей зубчатое колесо; $c = \sqrt{k \cdot p_a/\rho}$ – скорость звука в масловоздушной среде, окружающей вращающееся зубчатое колесо, м/с; $\Gamma_i = (\text{tg}^2 \alpha_{a_i} - \text{tg}^2 \alpha_{c_i})/\text{tg}^2 \alpha$ – безразмерный геометрический параметр, характеризующий аэродинамическое сопротивление зуба колеса;

$$\alpha_c = \arccos \left(1 + 4 \cdot \text{tg} \alpha_2 \cdot (\text{tg} \alpha_2 - \alpha_1) + \alpha_1^2 \right)^{-0,5};$$

$$\alpha_2 = (\text{tg} \alpha_{a_i} - \varphi_i) + \frac{\pi}{2 \cdot z_i} + \frac{2 \cdot x_i \cdot \text{tg} \alpha}{z_i} - \text{inv} \alpha; \quad \alpha_1 = \text{tg} \alpha - \varphi;$$

$\rho = x_b \rho_b + (1 - x_m) \rho_m$ – средняя плотность масловоздушной среды, в которой вращается зубчатое колесо, кг/м³; $A_i = r_{a_i}/r_{b_i}$ – относительный радиус окружности вершин; $O_i = b \cdot r_i^2$ – величина пропорциональная объему, занимаемому зубчатым колесом, м³; $\bar{b} = b/r_i$ – относительная ширина зубчатого венца; $\text{Re} = \rho_a \cdot \omega \cdot r^2/\mu$ – число Рейнольдса; $\lambda_i = \sqrt{bm} = r \cdot \sqrt{(b/r_i) \cdot (2/z_i)}$ – характерный размер зубьев, м; $\Phi_i = (\text{tg} \alpha_{a_i} - \varphi_i/2)\varphi_i/\text{tg}^2 \alpha$ – геометрический параметр, характеризующий вязкостное трение масловоздушной смеси относительно профильной поверхности зуба колеса;

$$C_M = \frac{a_R^{лам}}{(5 - 2 \cdot b_R^{лам}) \cdot \text{Re}_{кр}^{b_R^{лам}}} \cdot \left(\frac{r_{кр}}{r} \right)^5 + \frac{a_R^{myp}}{(5 - 2 \cdot b_R^{myp}) \cdot \text{Re}_{кр}^{b_R^{myp}}} \cdot \left[\frac{1}{\text{Re}_{кр}^{b_R^{myp}}} - \frac{1}{\text{Re}_{кр}^{b_R^{лам}}} \cdot \left(\frac{r_{кр}}{r} \right)^5 \right]$$

– безразмерный коэффициент аэродинамического сопротивления торцевых поверхностей зубчатого колеса; $a_R^{лам} = 3,87$ – коэффициент в критериальном уравнении вида $C_b = a_R/\text{Re}^{b_R}$ при ламинарном режиме течения; $a_R^{myp} = 0,146$ – аналогичный коэффициент при турбулентном режиме течения; $b_R^{лам} = 0,5$ – показатель степени в критериальном уравнении $C_b = a_R/\text{Re}^{b_R}$ при ламинарном режиме течения; $b_R^{myp} = 0,2$ – аналогичный показатель степени в критериальном уравнении при турбулентном режиме течения; $\text{Re}_{кр} = 3 \cdot 10^5$ – критическое число Рейнольдса; $r_{кр} = \sqrt{(\mu \cdot \text{Re}_{кр})/(\rho_a \cdot \omega)}$ – критический радиус зубчатого колеса, разделяющий зону обтекания на ламинарный и турбулентный режимы, м; $\mu = \mu_m (1 + 1,5 \cdot (1 - \rho_a/\rho_m))$ – динамическая вязкость масловоздушной смеси, Па·с; $\bar{S}_R = S_R/r_a$ – относительный радиальный зазор между вершинами зубьев зубчатого колеса и корпусом передачи.

Сравнительный анализ теоретических и экспериментальных результатов (рисунки 2-4) показал их хорошую корреляцию и позволил сделать ряд выводов: а) потери мощности вследствие вязкостного трения масловоздушной смеси о профильную поверхность зубьев зубчатого колеса являются вторыми по значимости, но не превышают 15% от суммарных потерь вследствие аэродинамического сопротивления; б) потери мощности вследствие вязкостного трения масловоздушной смеси о торцевые поверхности зубчатого колеса не превышают 5% от суммарных потерь аэродинамического сопротивления; в) потери мощности аэродинамического сопротивления потока масловоздушной смеси в радиальном зазоре между вершинами зубьев зубчатого колеса и корпуса передачи во много раз меньше суммарных.

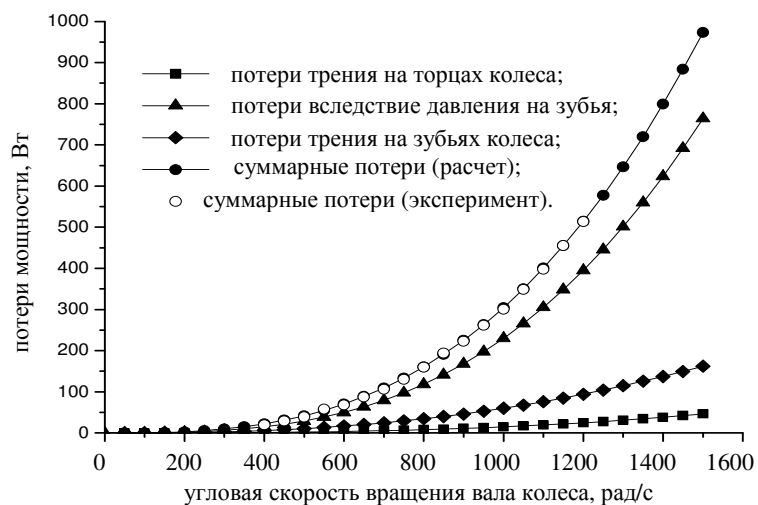


Рисунок 2 – Составляющие потерь мощности вследствие аэродинамического сопротивления зубчатого колеса ($b=30\text{мм}$; $m=4\text{мм}$; $z=36$)

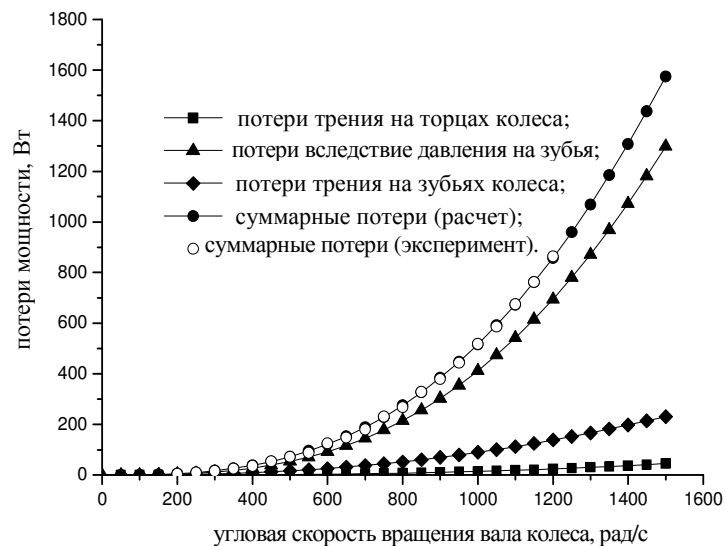


Рисунок 3 – Составляющие потерь мощности вследствие аэродинамического сопротивления зубчатого колеса ($b=60\text{мм}$; $m=4\text{мм}$; $z=36$)

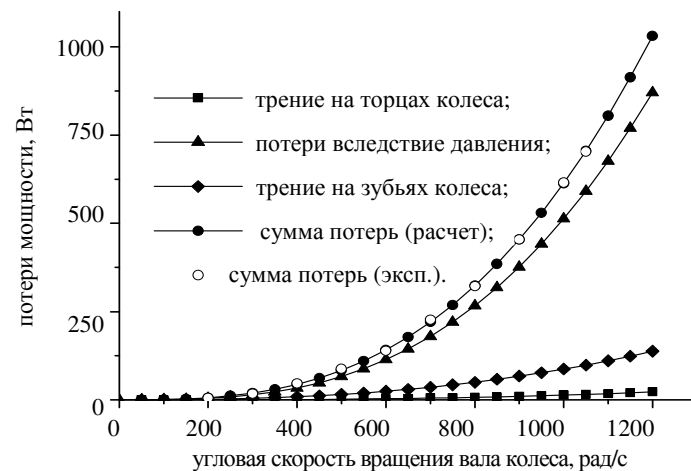


Рисунок 4 – Составляющие потерь мощности вследствие аэродинамического сопротивления зубчатого колеса ($b=30\text{мм}$; $m=6\text{мм}$; $z=24$)

2. Потери вследствие периодического сжатия-расширения масловоздушной смеси в защемленном между зубьями пространстве. Момент сопротивления, возникающий при периодическом сжатии-расширении масловоздушной смеси в защемленном объеме определяется на основании математической модели полученной авторами ранее [17]:

$$T_{cp} = k \cdot \frac{1+u}{8 \cdot u} \cdot \bar{b}^2 \cdot O_i \cdot M_{окр}^2 \cdot p_a \cdot \cos^2 \alpha \cdot \Lambda, \quad (6)$$

где

$$\Lambda = \left\{ \frac{1}{(2 \cdot \chi_2 - 1) \cdot \left[1 - \frac{(k-1)}{2} \cdot \left(\frac{\bar{b} \cdot M_{окр}}{(2 \cdot \chi_2 - 1) \cdot \tau_1} \right)^2 \right]} + \frac{1}{(2 \cdot \chi_1 - 1)} \right\};$$

$$\chi_1 = \frac{\text{tg } \alpha_{a1} - \text{tg } \alpha_w}{\tau_1} = \text{tg } \bar{\alpha}_{a1} - \text{tg } \bar{\alpha}_w; \quad \chi_2 = \frac{\text{tg } \alpha_{a2} - \text{tg } \alpha_w}{\tau_2} = \text{tg } \bar{\alpha}_{a2} - u \cdot \text{tg } \bar{\alpha}_w.$$

Для проверки адекватности зависимости (6) проведено сравнение результатов расчета по предложенной модели с результатами экспериментов, проведенных японскими учеными [8], [9]. Расчеты и эксперимент проводились для передачи со следующими параметрами: $z_1 = z_2 = 76$, $b = 100\text{мм}$, $m = 4\text{мм}$, межосевое расстояние $a_w = 304\text{мм}$, $\varepsilon = \chi_1 + \chi_2 = 1,82$.

Передача, состоящая из нейлоновой шестерни и стального колеса, была нагружена небольшим крутящим моментом и работала без смазки. Поэтому параметры масловоздушной смеси при расчете приняты для воздуха. Анализ сравнения, представленного графически на рисунке 5, показывает хорошую корреляцию экспериментальных и расчетных результатов, что дает возможность использовать предложенную модель для расчета потерь вследствие периодического сжатия-расширения в защемленном между зубьями пространстве.

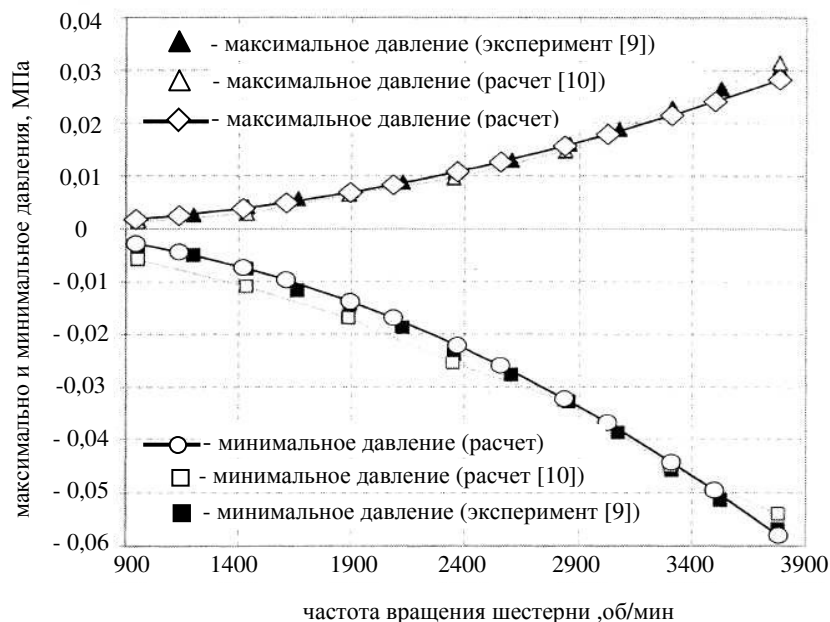


Рисунок 5 – Максимальное и минимальное давления в зависимости от частоты вращения шестерни зубчатой передачи

3. Потери вследствие трения скольжения и качения. С учетом коэффициента потерь мощности вследствие трения скольжения суммарные потери на трение могут быть представлены в виде суммы коэффициентов потерь

$$\psi_{mp} = \psi_f + \psi_k,$$

где

$$\psi_f = \frac{u+1}{u} \cdot \frac{\tau_1}{2} \cdot [f_1 \cdot (\chi_1^2 + \chi_2^2) - (2 \cdot f_1 - f_2) \cdot (\varepsilon - 1)]$$

– коэффициент потерь мощности вследствие трения скольжения;

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

– коэффициент потерь мощности вследствие трения качения.

Как указывалось ранее, потери на трение зависят от нагрузки, в то время как потери вследствие аэродинамического сопротивления и вследствие периодического сжатия-расширения не зависят от нагрузки.

Это обстоятельство затрудняет сравнительный анализ указанных выше потерь. Однако, зависимости (2), (3), (4), (5) и (6) показывают, что потери, определяемые ими, прямо пропорциональны объему, занимаемому зубчатыми колесами, который в свою очередь определяется расчетом на прочность зубчатой передачи

$$O_i = \frac{T_1 \cdot K_H}{[\sigma_H]^2 \cdot \cos \alpha} \cdot \frac{(u+1)}{u} \cdot \frac{\cos \beta}{\varepsilon \cdot \sin 2\alpha} \cdot \frac{2 \cdot E_1 \cdot E_2}{\pi [E_1(1-\nu_2^2) + E_2(1-\nu_1^2)]}. \quad (7)$$

Подставив выражение (7) в (2), (3), (4), (5) и (6), после преобразований коэффициенты минимально возможных потерь мощности, не связанных с нагрузкой, для пары сопряженных зубчатых колес определяются следующим образом

$$\psi_n = \frac{z_1 \cdot (\Gamma_1 + u^3 \cdot \Gamma_2) \cdot k \cdot K_H \cdot (u+1)}{8 \cdot \pi \cdot \varepsilon \cdot u} \cdot \Pi \cdot M_{окр}^2 \cdot \bar{\rho}_a \cdot \cos^3 \beta \cdot \sin \alpha; \quad (8)$$

$$\psi_\tau = \left(\frac{\sin^2 \alpha}{\lambda} \right)^{0,25} \cdot \frac{K_H \cdot z_1 \cdot \bar{\rho}_a \cdot \Pi \cdot M_{окр}^2 \cdot \cos^2 \beta \cdot (u+1)}{2 \cdot \varepsilon \cdot \alpha \cdot \sqrt{3} \cdot \text{Re} \cdot \text{tg}^3 \alpha} \cdot \frac{(\Phi_1 + u^3 \cdot \Phi_2)}{u}; \quad (9)$$

$$\psi_M = \bar{\rho}_a \cdot \frac{K_H}{4 \cdot \pi \cdot \bar{b} \cdot \cos^3 \alpha} \cdot \frac{(u+1) \cdot (u^2 + 1)}{u} \cdot \frac{\cos \beta}{\varepsilon \cdot \alpha \cdot \text{tg} \alpha} \cdot C_{M_i} \Pi \cdot M_{окр}^2; \quad (10)$$

$$\psi_{Ri} = \gamma_i \cdot A_i^2 \cdot \frac{K_H}{2 \cdot \pi} \cdot \frac{(u+1)}{u} \cdot \frac{\cos \beta}{\varepsilon \cdot \sin \alpha} \cdot \left[\frac{k \cdot M_{окк}^2}{\bar{S}_R \cdot \text{Re}_i} + \frac{\bar{S}_R}{2 \cdot \varphi_a} \left(1 + \frac{k-1}{2} \cdot M_{окк}^2 \right)^{\frac{k}{k-1}} \right], \quad (11)$$

где

$$\Pi = \frac{2 \cdot E_1 \cdot E_2 \cdot p_a}{[E_1(1-\nu_2^2) + E_2(1-\nu_1^2)] \cdot [\sigma_H]^2}$$

– безразмерный критерий, характеризующий свойства материалов сопряженных зубчатых колес окружающей зубчатые колеса среды.

Распределение видов потерь в зависимости от различных факторов представлено на рисунках 6-9. Увеличение окружной скорости приводит к значительному увеличению доли минимально возможных потерь вследствие аэродинамического сопротивления (рисунок 6). При значительных окружных

скоростях (100-120м/с) потери на аэродинамическое сопротивление вращения сравнимы с потерями на трение даже при значительном трении ($f=0,1$). Естественно, при меньших силах трения равенство потерь наступает при меньших значениях окружной скорости (рисунок 7). На рисунке 10 представлена зависимость критической окружной скорости (при которой минимально возможные потери на аэросопротивление равны потерям на трение) от числа

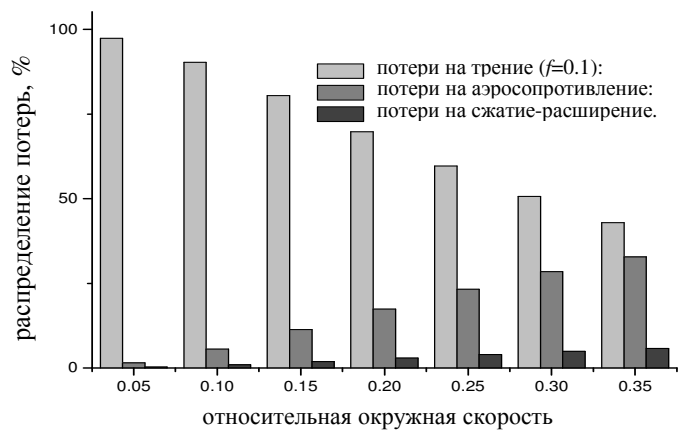


Рисунок 6 – Распределение потерь мощности в зависимости от относительной окружной скорости вращения

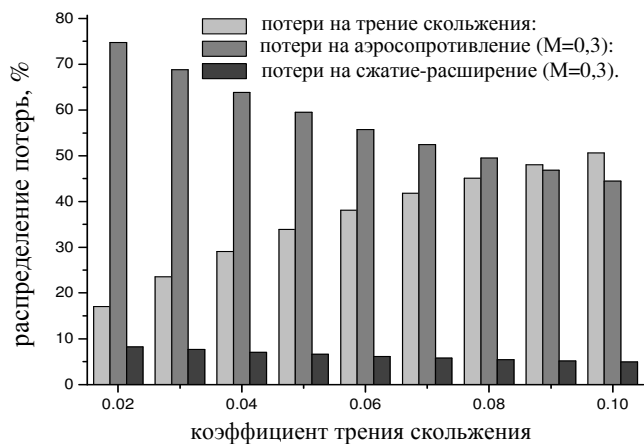


Рисунок 7 – Распределение потерь мощности в зависимости от коэффициента трения скольжения в передаче

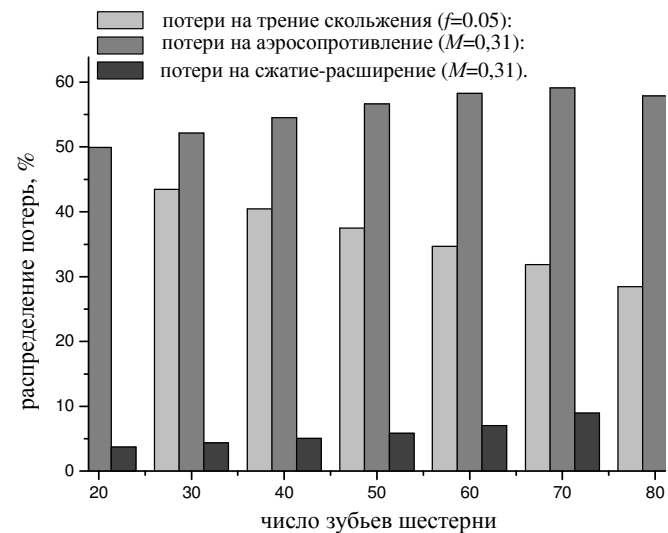


Рисунок 8 – Распределение потерь мощности в зависимости от числа зубьев шестерни

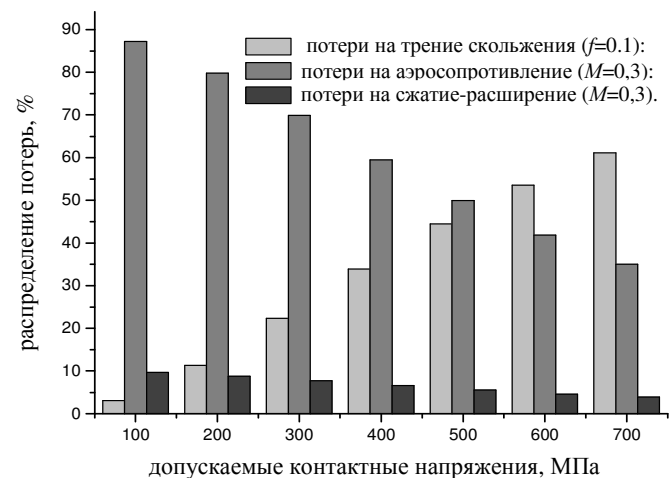


Рисунок 9 – Распределение потерь мощности в зависимости от объема, занимаемого зубчатыми колесами передачи

зубьев. С ростом числа зубьев критическая скорость снижается, то есть с увеличением числа зубьев доля потерь вследствие аэродинамического сопротивления в суммарных потерях существенно возрастает (рисунок 8).

Потери вследствие аэродинамического сопротивления вращению зубчатых колес и потери вследствие периодического сжатия-расширения масловоздушной смеси в защемленном пространстве между зубьями могут быть снижены уменьшением объема, занимаемого зубчатыми колесами до минимальных значений, определяемых расчетом зубчатой передачи на прочность по контактным напряжениям. С уменьшением допускаемых контактных напряжений минимальный объем, занимаемый зубчатыми колесами, растет, а, следовательно, растет доля потерь вследствие аэродинамического сопротивления и периодического сжатия и расширения (рисунок 10).

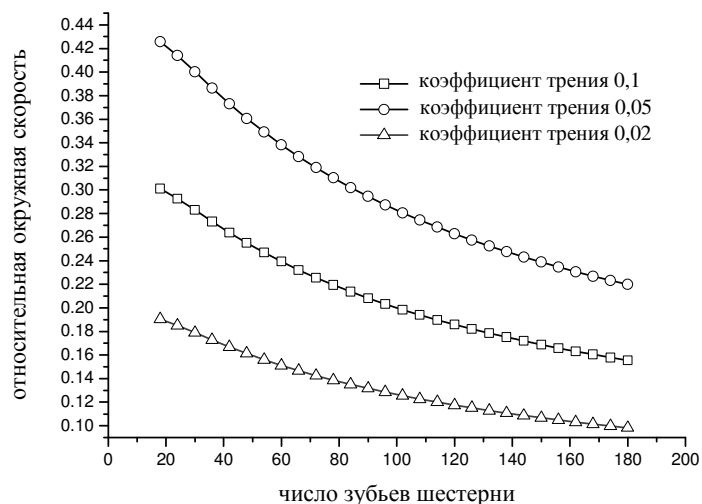


Рисунок 10 – Значения относительной окружной скорости при равенстве потерь на трение скольжения и аэродинамическое сопротивление вращению колес

Коэффициент полезного действия зубчатой передачи определяется известной формулой

$$\eta = 1 - (\psi_n + \psi_\tau + \psi_M + \psi_R + \psi_f + \psi_k).$$

Выводы:

1. Предложен расчет коэффициента полезного действия высокоскоростных зубчатых передач с учетом аэрогидродинамического сопротивления, периодического сжатия-расширения масловоздушной смеси в пространстве между зубьями сопряженных зубчатых колес и трения скольжения и качения.

2. На основе проведенного анализа распределения потерь мощности установлено:

а) потери мощности вследствие аэрогидродинамического сопротивления вращению и периодического сжатия-расширения масловоздушной смеси в пространстве между зубьями сопряженных зубчатых колес есть квадратичная функция окружной скорости зубчатых колес;

б) при значительных окружных скоростях потери мощности вследствие аэрогидродинамического сопротивления вращению и периодического сжатия-расширения масловоздушной смеси в пространстве между зубьями сравнимы с потерями на трение и должны учитываться при расчете коэффициента полезного действия;

в) потери мощности, независящие от нагрузки прямо пропорциональны объему, занимаемому зубчатыми колесами.

3. Разработанные методики оценки на основе учета различных видов потерь мощности позволяют проводить поиск рациональных конструктивных решений и выбор оптимальных условий эксплуатации высокоскоростных цилиндрических зубчатых передач с точки зрения их максимальной эффективности на этапах проектирования новых и усовершенствования существующих передач.

Условные обозначения:

p_a – атмосферное давление, МПа; k – показатель адиабаты для масловоздушной смеси; r_b – радиус основной окружности, м; r_a – радиус окружности вершин, м; r – радиус делительной окружности, м; u – передаточное отношение зубчатой передачи; x_b – объемное относительное содержание воздуха в масловоздушной смеси; x_m – объемное относительное содержание масла в масловоздушной смеси; μ_m – динамическая вязкость масловоздушной смеси, Па·с; ρ_b – плотность воздуха, кг/м³; ρ_a – плотность масловоздушной среды в пространстве между зубьями, кг/м³; ρ_m – плотность смазочного масла, кг/м³; ω – угловая скорость вращения зубчатого колеса, рад/с; α – угол станочного зацепления, рад; α_i – угол профиля эвольвенты в произвольной ее точке, рад; b – ширина зубчатого венца, м; z_i – число зубьев зубчатого колеса; $\text{tg } \alpha_{a_i}$ – тангенс угла профиля эвольвенты на окружности вершин произвольного зубчатого колеса; φ_i – центральный угол впадины зубчатого колеса по окружности вершин, рад; η – коэффициент полезного действия зубчатой передачи; m – модуль зубчатого зацепления, м; S_R – радиальный зазор между вершинами зубьев зубчатого колеса и корпуса передачи, м; φ_a – центральный угол, опирающийся на ширину зуба по окружности вершин, рад; γ_i – угол, стягивающий дугу минимального радиального зазора (рисунок 1); E_1 и E_1 – модули упругости материалов сопряженных зубчатых колес, МПа; ν_1 и

v_1 – коэффициенты Пуассона; $[\sigma_H]$ – допускаемое контактное напряжение, МПа; K_H – коэффициент нагрузки зубчатой передачи, τ_1 и τ_2 – угловые шаги зубчатых колес; f_1 и f_2 – коэффициенты трения скольжения при однопарном и двухпарном зацеплении соответственно.

Список литературы: 1. Diab Y. Investigations on Power Losses in High Speed Gears/ Diab Y., Ville F., and Velex P. // J. Eng. Tribol.-2006.-220. pp.191-298. 2. Dawson P.H. High Speed Gear Windage/ P.H Dawson // – 1988 – GEC Review, 4(3), pp.164-167. 3. Diab Y. Windage Losses in High Speed Gears – Preliminary Experimental and Theoretical Results// Diab Y., Ville F., Velex P., Changent C.// – 2004 – Journal of Mechanical Design, Vol. 126, Sept. 2004, pp.903-908. 4. Anderson N.E. Spur-Gear-System Efficiency at Part and Full Load / N.E. Anderson, S.H. Loewenthal // – 1979. – Tech. rep., NASA, 10 Dec. 1979, TP 1622 AVRADCOM TR 79-46. 5. Anderson N.E. Efficiency of Nonstandard and High Contact Ratio Involute Spur Gears / N.E. Anderson, S.H. Loewenthal // – 1984 – Fourth International Power Transmission and Gearing Conference, ASME, Cambridge, MA, Oct. 1984, NASA TM 83725 USAAVSCOM TR 84-C-9. 6. Handschuh R.F. Preliminary Investigation of the Thermal Behavior of High-Speed Helical Gear Trains / R.F. Handschuh, C.J. Kilmain // – 2002 – International Conference on Gears, International Federation for the Theory of Machines and Mechanisms, Munich, Germany, March 2002, NASA/TM-2002-211336 ARL-TR-2661. 7. Al-Shibl. Modelling windage power loss from an enclosed spur gear / K. Al-Shibl, K. Simmons, C.N. Eastwick // – 2007 – Journal of Power and Energy, Vol.221, 2007, pp.331-341, Proc. IMechE Part A. 8. Houjoh H. The sound radiated from gears (on the existence of aerodynamic sound) / H. Houjoh, K. Umezawa // – 1987 – JSME Int. J., 1987, 30(259), 153-160. 9. Houjoh H. Dynamic behavior of atmosphere in a tooth space of a spur gear during mesh process from the viewpoint of efficient lubrication / H. Houjoh, S.I. Ohshima, S. Miyata, T. Takimoto, K. Maenami // – 2000 – In Proceedings of the 8th ASME International Power Transmission and Gearing Conference, 2000, Vol.1, pp.111-118. 10. Diab Y. Experimental and numerical investigations on the air-pumping phenomenon in high-speed spur and helical gears / Y. Diab, F. Ville, H. Houjoh, P. Sainsot, P. Velex// – 2004 – Proc. IMechE. Vol. 219, Part C: J. Mechanical Engineering Science – 2004. p.785-799. 11. Milian C. A Model of the Pumping Action Between the Teeth of High-Speed Spur and Helical Gears / Milian, J. Distretti, P. Leoni, P. Velex // VDI Berichte – 2002. – №1665. – p.627-637. 12. Milian C. A Model of the Pumping Action Between the Teeth of High-Speed Spur and Helical Gears / J. Milian, P. Distretti, Leoni, P. Velex // Gear Technology – May 2004. – p.50-54. 13. Seetharaman S. An investigation of load-independent power losses of gear systems: PhD Dissertation / S. Seetharaman. – The Ohio State University, 2009. – 169p. 14. Heingartner P. Determining Power Losses in the Helical Gear Mesh; Case Study / P. Heingartner, D. Mba // – 2003 – DETC'03, ASME 2003 Design Engineering Technical Conferences and Computers and Information in Engineering Conference, Vol.4B, pp.965-970. 15. Ставицкий В. Исследование аэродинамических потерь энергии в высокоскоростных прямозубых цилиндрических передачах / В.В. Ставицкий, П.Л. Носко // Вестник НТУ "ХПИ": Сб. научн. трудов. – Харьков, 2010. – Вып.27. – С.167-173. 16. Stavitsky V. Model for prediction of windage losses in geared transmissions – preliminary results / V. Stavitsky, Nosko P. // TEKA Commission of Motorization and Power Industry in Agriculture. – Lublin, 2010. – Vol.XC – P.116-323. 17. Stavitsky V. Power losses by the air-pumping phenomena in high-speed spur gears / V. Stavitsky, Nosko P., Fil P. // TEKA Commission of Motorization and Power Industry in Agriculture. – Lublin, 2010. – Vol.XC – P.324-331.

Поступила в редколлегию 30.04.11