

– Харьков: Изд-во ХНАДУ, 2007. – 383с. 4. *Давидов В.В.* Нормы вибрации. – Горький: Горьк. ин-т инженеров водного транспорта, 1965. – 20с. 5. *Мигаль В.Д., Кухтов В.Г., Лесь О.М., Микитенко В.М.* Моделирование вибраций подшипниковых опор, що проектується для транспортних засобів // Вісник ХИТУГС ім. Петра Василенка. – Харків, 2006. – Вип.47 "Технічний сервіс АПК, техніка та технології у сільськогосподарському машинобудуванні". – С.13-18.

Поступила в редколлегию 28.03.2013

УДК 620.169.2

Назначение предельно допустимых уровней вибраций при вибродиагностике зубчатых механизмов / Н.Н. Ишин, А.М. Гоман, А.С. Скороходов, С.А. Гаврилов // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х.: НТУ "ХПІ". – 2013. – №40(1013). – С.48-54. – Бібліогр.: 5 назв.

Викладено метод попереднього призначення граничних рівнів вібрацій при автоматизованому вібромоніторингу технічного стану зубчастих механізмів. Метод базується на гіпотезі лінійної залежності параметрів вібрацій від величини зазорів в сполученнях і дозволяє, за відсутності статистичної бази по вібраційним характеристикам механізму в залежності від напрацювання, призначити орієнтовні рівні вібрацій зубчастого механізму для контролю його стану в експлуатації.

Ключові слова: вібрація, гранично допустимий рівень, діагностика, зубчастий механізм, експлуатація, ресурс.

The method of preliminary appointment of marginal levels of vibrations is stated at automated vibromonitoring of gear mechanisms technical condition. The method is based on a hypothesis of linear dependence of parameters of vibrations from size of backlashes in interfaces and allows, for lack of statistical base under vibrating characteristics of the mechanism depending on an operating time, to appoint rough levels of vibrations of the gear mechanism for the control of its condition in operation.

Keywords: vibration, maximum permissible level, diagnostics, gear mechanism, operation, resource.

УДК 627.7

М.А. КАШУРА, аспирант каф. технологии машиностроения и инженерного консалтинга ВГУ им. В.Даля, Луганск

МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕМПЕРАТУРНЫХ ПРОЦЕССОВ ПРИ ОБРАБОТКЕ ЗУБЬЕВ ЗУБЧАТОГО КОЛЕСА С ЗУБЬЯМИ ВИНТОВОГО ГИПЕРБОЛОИДНОГО ПРИТИРА

На базе метода обработки зубьев цилиндрических зубчатых колес винтовым гиперболоидным притиром построена математическая модель расчета контактной температуры в зоне обработки. Определена скорость относительного скольжения. Произведены расчеты и построен график температуры пятна контакта.

Ключевые слова: притирка, винтовой гиперболоидный притир, температура, скорость скольжения, зубчатое колесо, поверхность, пятно контакта.

Введение. Современный технологический процесс изготовления зубчатых колес должен обеспечивать изготовление деталей, соответствующих условиям эксплуатации и требованиям точности при минимальных затратах. Основными факторами, влияющими на выбор технологического процесса, являются: конструкция и размеры зубчатого колеса; вид заготовки и материал; требования к точности и термической обработке колеса; объем производства. Правильность назначения режимов резания для обработки деталей оказывает большое влияние на качество обработанной поверхности.

Одним из параметров, сопровождающих процесс обработки и влияющий на ее качество, является температура, возникающая между обрабатываемой поверхностью детали и инструментом. Высокая температура контакта может приводить к образованию прижогов, деформации обрабатываемой поверхно-

© М.А. Кашура, 2013

сти, образованию микротрещин и т.д.

Контактная температура представляет интерес для исследования, т.к. оказывает влияние на качество обрабатываемой поверхности [12].

Цель статьи. Построить математическую модель и произвести расчет температуры, возникающей при обработке поверхности зуба прямозубчатого колеса винтовым гиперболоидным притиром.

Основная часть. Рассмотрим схему притирки зубьев зубчатых колес винтовым гиперболоидным притиром как передачу на скрещивающихся осях, где притир вращается вокруг своей оси o_2z_2 и совершает поступательное движение с подачей S , зубчатое колесо вращается вокруг оси o_1y_1 (рисунок 1). Уравнение относительной скорости скольжения может быть записано в следующем виде:

$$V_{\text{лин}} = \{y_1(\omega_2 \cos \gamma - \omega_1) - z_1\omega_2 \sin \gamma \cos \phi_1 - A\omega_2 \cos \gamma \sin \phi_1(x_1 - r) \times (\omega_1 - \omega_2 \cos \gamma) + z_1\omega_2 \sin \gamma \sin \phi_1 - A\omega_2 \cos \gamma \cos \phi_1 \times \omega_2 \sin \gamma [(x_1 - r) \cos \phi_1 - y_1 \sin \phi_1 + A + S]\}. \quad (1)$$

Для определения контактной температуры резания необходимо рассмотреть пример процесса взаимодействия поверхности зуба зубчатого колеса с поверхностью зуба инструмента (притир прижимают к обрабатываемому колесу с усилием S_d и вращают с определенной угловой скоростью ω , в результате чего появляется относительная скорость скольжения $V_{\text{лин}}$) (рисунок 2).

Под действием усилия S_d , за счет упругости материала колеса и инструмента образуется пятно контакта, имеющее форму прямоугольника. Размеры обрабатываемой площадки контакта для рассматриваемой поверхности притира и зубчатого колеса, можно определить по формулам теории упругости [9].

Пятно контакта (область F) представим в виде набора стержней с теплоизолированными боковыми стенками (рисунок 3).

В каждой точке пятна контакта действуют силы, представленные на рисунке 4, где $F_{\text{тр}} = P(x, y) \cdot f_{\text{тр}}$ – сила трения; $f_{\text{тр}}$ – коэффициент трения; $P(x, y) = \sigma(x, y) \cdot F$ – нормальная нагрузка, действующая в центре каждой ячейки пятна контакта, которая определяется как произведение напряжения в каждой ячейке пятна контакта на их площадь.

Для определения напряжения $\sigma(x, y)$ в каждой точке площади контакта

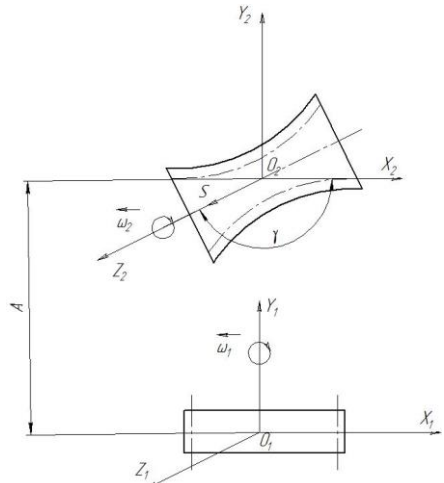


Рисунок 1 – Схема притирки зубьев цилиндрического зубчатого колеса винтовым гиперболоидным притиром

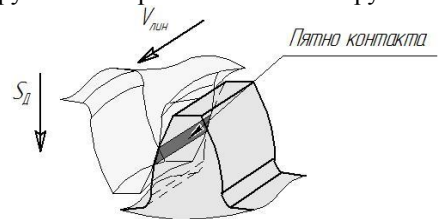


Рисунок 2 – Схема касания поверхностей обрабатываемого зуба колеса и зуба притира

использовалась формула Герца

$$\sigma(x, y) = \sigma_{\max} \sqrt{1 - \left(\frac{x}{a}\right)^2 - \left(\frac{y}{b}\right)^2}, \quad (2)$$

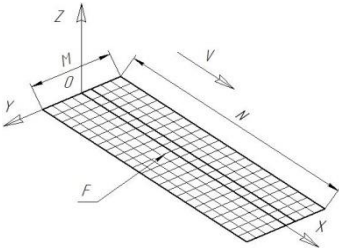


Рисунок 3 – Схема пятна контакта

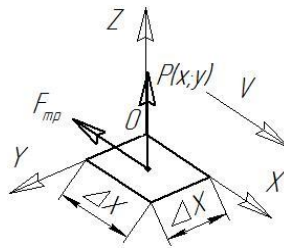


Рисунок 4 – Схема направления сил в точке

где σ_{\max} – максимальное значение напряжения в центре пятна контакта.

В рассматриваемой схеме контакта зубчатого колеса с винтовым гиперболическим притиром значение максимального напряжения σ_{\max}

можно определить по формуле [9]

$$\sigma_{\max} = 0,418 \sqrt{2q \frac{E_1 E_2}{E_1 + E_2} \frac{R_1 + R_2}{R_1 R_2}}. \quad (3)$$

Температуру на поверхности стержня, находящегося в зоне контакта, можно определить на примере полубесконечного тела, нагреваемого тепловым потоком постоянной мощности [11]. Распределение температуры по толщине тела в произвольный момент времени определяется по формуле

$$T = \frac{q_1 \sqrt{\tau}}{\sqrt{\lambda \rho}} 2 \cdot \operatorname{ierfc} \frac{z}{2\sqrt{\alpha \tau}}, \quad (4)$$

В нашем случае $z = 0$ и функция $\operatorname{ierfc} = 1$, следовательно, выражение (4) будет иметь вид:

$$T = \frac{2q_{\text{п}} \sqrt{\tau}}{\sqrt{\lambda c \rho}}, \quad (5)$$

где λ – теплопроводность; c – удельная теплоемкость; ρ – плотность [12]; $\tau = \Delta X / V_{\text{лин}}$ – время контактирования, продолжительность воздействия источника тепла на точку полупространства; ΔX – длина ячейки пятна контакта, равная шагу поверхностной сетки вдоль оси OX (рисунок 4); $q_{\text{п}}$ – тепловой поток на поверхности ячеек пятна контакта, который можно определить из выражения

$$q_{\text{п}} = \frac{Q_{\text{тр}}}{F \cdot \tau}, \quad (6)$$

где F – площадь ячейки пятна контакта; $Q_{\text{тр}}$ – количество теплоты, полученное в результате работы сил трения в момент времени τ , определим из выражения

$$Q_{\text{тр}} = \alpha \cdot N_{\text{тр}} \cdot \tau, \quad (7)$$

где α – коэффициент распределения тепловых потоков (примем равным 0,5 [14]); $N_{\text{тр}}$ – мощность трения, определяется из выражения

$$N_{\text{тр}} = F_{\text{тр}} \cdot V_{\text{ск}}. \quad (8)$$

При моделировании контактных температур процесса притирки зубчатого колеса, из стали Ст35, винтовым гиперболоидным притиром, изготовленным из чугуна марки СЧ20, производили расчеты поочередно для каждой m -й полосы пятна контакта. Начальное распределение температуры по длине стержня считалось известным и равным нулю, а мощность, в течение времени τ , источника тепла постоянной. После расчета температуры на торце первого по ходу движения стержня от действия источника тепла q_1 в течение времени τ , осуществлялся переход к рассмотрению следующего стержня. На втором стержне в течение такого же промежутка времени τ действует источник тепла q_2 (значение которого определялось как разность между температурой, вызванной действием источника q_1 (за время 2τ – пройдены два стержня) и температурой от действия источника q_1 такой же мощности в течение времени τ). Таким образом, рассчитывалось изменение температуры в стержне от q_2 и прибавлялось изменение температуры, произошедшее после окончания действия источника q_1 через время τ . Таким образом, вычисления производились M раз, после чего осуществлялся переход к рассмотрению следующей полоски контакта, при рассмотрении, которой для первого по ходу движения стержня вновь принимались нулевые начальные условия.

Результаты исследований. В результате расчета по представленной модели получены значения температуры (рисунок 5) (относительная скорость скольжения $V_{\text{лин}}=0,256\text{м/с}$, сила прижатия $P_y=100\text{Н}$).

Температура, возникающая на поверхности ячеек пятна контакта зуба зубчатого колеса, достигает 661°C .

Выводы. На базе метода обработки зубьев цилиндрических зубчатых колес винтовыми гиперболоидными притирами предложена методика расчета температуры в зоне обработки, при помощи, которой можно подобрать оптимальные режимы притирки, позволяющие получить высокую точность обработки и избежать появления прижогов, деформации обрабатываемой поверхности и микротрещин.

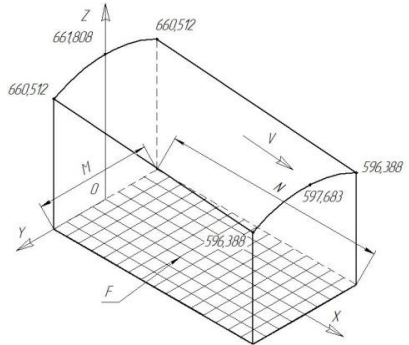


Рисунок 5 – Поле температур на поверхности пятна контакта

Список литературы: 1. Абразивная и алмазная обработка материалов: Справочник / [А.Н. Резников, Е.И. Алексенцев, М.И. Барат и др.]. – М.: Машиностроение, 1977. – 391с. 2. Витренко А.В. Отделочно-упрочняющая обработка зубьев цилиндрических колес / А.В. Витренко, И.А. Кириченко // Надежность инструмента и оптимизация технологических систем: сборник научных работ. – Краматорск, 2007. – Вып.21. – С.202-206. 3. Витренко О.С. Повышение точности упрочняющей накатки зубьев за счет разработки принципиально новой геометрии накатного инструмента: дис...канд.техн.наук. – Луганск: ВНУ им. В.Даля, 2010. 4. Лашнев С.И. Формообразование зубчатых деталей режущими и червячными инструментами / С.И. Лашнев. – М.: Машиностроение, 1971. – 215с. 5. Колчин Н.И. Методы расчета при изготовлении и контроля зубчатых изделий / Н.И. Колчин, Ф.Л. Литвин. – Л.: Машиностроение, 1952. – 269с. 6. Маркеев А.П. Теоретическая механика: Учебник для университетов. – М.: ЧеРо, 1999 – 572с. 7. Производство зубчатых колес: Справочник / [С.Н. Калашников, А.С. Калашников, Г.И. Коган и др.]; под общ.ред. Б.А. Тайца. – [3-е изд., перераб. и доп.]. – М.: Машиностроение, 1990. – 464с. 8. Справочник по сопротивлению материалов / Писаренко Г.С., Яковлев А.П., Матвиенко В.В.; Отв. ред. Писаренко Г.С. – 2-е изд., перераб. и доп. – Киев: Наук. думка, 1988. – 736с. – ISBN 5-12-000299-4. 9. Гольдфарб Э.М. Тепло-техника металлургических процессов. – М: Металлургия, 1967. – 439с. 10. Чичинадзе А.В. Расчет и исследование внешнего трения при торможении. – М.: Наука, 1967. 11. Шевелева Г.И. Теория формообразова-

ния и контакта движущихся тел. Монография / Г.И. Шевелева. – М.: Станкин, 1999. – 494с. **12.** *Basov G.G.* To the calculation of temperature on the surface of spot of comb of wheel with the lateral surface of head of rail // Gorbunov N.I., Popov S.V. – IV International congress "Mechanical engineering technologies'04". Sofia. – Year XI, Volume 8/76, September 2004. – Section 6, p.133-135.

Поступила в редколлегию 26.03.2013

УДК 627.7

Моделирование температурных процессов при обработке зубьев зубчатого колеса с зубьями винтового гиперболюидного притира / М.А. Кашура // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х.: НТУ "ХПІ". – 2013. – №40(1013). – С.54-58. – Бібліогр.: 12 назв.

На базі методу обробки зубів циліндричних зубчастих коліс гвинтовим гіперболюїдним притиром побудована математична модель розрахунку контактної температури в зоні обробки. Визначена швидкість відносного ковзання. Зроблені розрахунки і побудований графік температури зони контакту.

Ключові слова: притирання, гвинтовий гіперболюїдний притир, температура, швидкість ковзання, зубчасте колесо, поверхня, пляма контакту.

On the basis of the method of treatment of teeth spur gears spiral hyperboloid lap, a mathematical model for calculating the contact temperature in the treatment area. The rate of relative sliding. Calculated and plotted the temperature of the contact.

Keywords: grinding, spiral hyperboloid lap, temperature, sliding speed, the gear, the surface footprint.

УДК 621.833

В.И. КОРОТКИН, к.т.н., доц., заведующий лабораторией НИИМ и ПМ им. И.И. Воровича ЮФУ, Ростов-на-Дону, Россия;

Ю.Д. ХАРИТОНОВ, к.т.н., старший научный сотрудник НИИМ и ПМ ЮФУ

КРИВИЗНЫ БОКОВЫХ ПОВЕРХНОСТЕЙ ВЗАИМОДЕЙСТВУЮЩИХ АРОЧНЫХ ЗУБЬЕВ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ НОВИКОВА

Рассмотрена методика определения кривизн в точках контакта боковых поверхностей арочных зубьев зубчатых передач Новикова для любой фазы зацепления. Разработан алгоритм компьютерной реализации данной методики.

Ключевые слова: арочный зуб, квадратичные формы, кривизны.

Введение. Известно, что арочная форма зубьев благодаря ряду достоинств положительно себя зарекомендовала на практике в эвольвентных передачах. Применение этой формы в передачах Новикова, обладающих повышенной контактной прочностью, позволяет ожидать суммарного эффекта, однако это применение зачастую сдерживается отсутствием надежных методик прочностного расчета, в частности, на сопротивление контактной усталости. При таком расчете необходимо располагать сведениями о кривизнах взаимодействующих боковых поверхностей зубьев в точках контакта. Данная задача является актуальной, при этом отметим, что она усложняется тем, что приходится учитывать многопарность зацепления Новикова ДЛЗ, при которой "опасной" по контактному разрушению может оказаться любая фаза зацепления.

Анализ литературы. Положительные качества цилиндрических зубчатых передач с арочными зубьями отмечаются, например, в источниках [1-4], однако теоретическим исследованиям прочностных характеристик данных передач уделено мало внимания. Большинство работ касается способов нарезания арочных зубь-