



Рисунок 5 – Моделирование: а) образования зубьев с несимметричным профилем зубьев и углами профиля $\alpha_n=33^\circ$, $\alpha_{nN}=20^\circ$ методом обкатки; б) поля напряжений

2. В настоящее время имеется опыт серийного изготовления авиационных зубчатых колес с несимметричным профилем зубьев.

3. Применение зубьев с несимметричным профилем позволяет уменьшить изгибные напряжения на 14–28% и контактные напряжения на 18%.

4. Наименьшие изгибные напряжения достигаются при полном сглаживании переходной кривой.

5. Углы исходного контура зубчатых колес несимметричным профилем во всех случаях не равны углам профиля инструментального производящего контура. Это должно учитываться при разработке технологии изготовления зубчатых колес с несимметричным профилем. Для измерения толщины зубьев колес с несимметричным профилем нельзя применять метод измерения по длине общей нормали.

6. Для каждого основного угла исходного контура α_n существует такой направляющий угол α_{nN} , при котором изгибающие напряжения на стороне основного контура минимальны. Углы основной и направляющей сторон $\alpha_n=33^\circ$ и $\alpha_{nN}=20^\circ$ являются оптимальными для зубчатых передач с несимметричным профилем зубьев.

Список литературы: 1. Вулгаков Э.Б. Теория эвольвентных зубчатых передач. – М.: Машиностроение, 1995. – 320с. 2. Вулгаков Э.Б. Теория эвольвентных зубчатых передач; http://new.gears.ru/zip/vulg/vulgakov_book.zip 3. Вулгаков Э.Б., Дорофеев В.Л. Компьютерное проектирование эвольвентных зубчатых передач в обобщающих параметрах // Конверсия в машиностроении. – 2002. – С.148-154. 4. Вулгаков Э.Б., Дорофеев В.Л. Компьютерное проектирование эвольвентных зубчатых передач в обобщающих параметрах; http://new.gears.ru/zip/vulg/vulg_s5.zip 5. Kapelevich A.L. Measurement of directly designed gears with symmetric and asymmetric teeth. VDI Berichte 2108 Band 2, 2010, 1029-1038. 6. Справочник по геометрическому расчёту эвольвентных зубчатых и червячных передач / Под ред. И.А. Болотовского. – М.: Машиностроение, 1986. – С.252-254. 7. Ананьев В.М., Дорофеев В.Л., Капелевич А.Л. Новые подходы к проектированию зубчатых передач авиационных редукторов // Вісник НТУ "ХПІ": Зб. наук. праць. – Харьков, 2009. – Вып.20. – С.19-29. 8. Novikov A.S., Paikin A.P., Dorofeyev V.L., Ananiev V.M., Kapelevich A.L. Application of Gears With Asymmetric Teeth in

Turboprop Engine Gearbox // Gear Technology, January/February 2008, s.60-65. 9. БДС 17108-89 Предавки зъбни цилиндрични евольвентни с външно зацепване. Якостно изчисляване на зъбите. – София. Комитет по качеството, 1990. – 124с. 10. СТ СЭВ 5744-86 Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления. Расчет на прочность. 11. Дорофеев Д.В. Анализ методов оценки контактной выносливости зубчатых передач для повышения эффективности проектирования с использованием нового метода построения блокировочных контуров // Вісник НТУ "ХПІ": Зб. наук. праць. – Харьков, 2009. – Вып.20. – С.59-66. 12. Дорофеев Д.В., Шевченко И.В. Метод синтеза эвольвентного зубчатого зацепления для передач авиационной техники // Авиационная промышленность. – 2010. – №1. – С.39-42. 13. Дорофеев Д.В., Шевченко И.В. Блокирующий контур для зубчатых передач, спроектированных по заданной толщине зубьев на вершине // Электронный журнал "Наука и образование"; <http://technomag.edu.ru/doc/174986.html>

Поступила в редколлегию 31.05.11

УДК 621.833

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

О.В. ЯВРУЯН, к.ф.-м.н., младший научный сотрудник НИИМ и ПМ им. И.И. Воровича ЮФУ

ПРОДОЛЬНАЯ МОДИФИКАЦИЯ АРОЧНЫХ ЗУБЬЕВ ПЕРЕДАЧ НОВИКОВА КАК ФАКТОР СНИЖЕНИЯ ИХ НАПРЯЖЁННОСТИ

Приведена система, содержащая уравнения упругого равновесия и совместности упругих перемещений, дана зависимость для определения жёсткости арочных зубьев Новикова. Показано влияние технологических погрешностей зацепления на реальное количество контактных точек. С помощью разработанной программы дан анализ контактной и изгибной напряжённости зубьев при продольной модификации их поверхностей.

Приведена система, що містить рівняння пружної рівноваги і спільності пружних переміщень, дана залежність для визначення жорсткості арочних зубів Новікова. Показаний вплив технологічних погрешностей зацеплення на реальну кількість контактних крапок. За допомогою розробленої програми даний аналіз контактної і вигинистої напруженості зубів при подовжній модифікації їх поверхонь.

Shows a system containing an equation of elastic equilibrium and the compatibility of the elastic displacements, given the dependence for determining the stiffness of the Novikov arched teeth. Shows the influence of technological errors in engagement to the actual number of contact points. With using the developed program was given the analyzes the contact stress and bending stress of teeth with longitudinal modification of their surfaces.

Известны достоинства цилиндрических зубчатых передач с арочными зубьями, особенно применительно к зацеплению Новикова [1]. Тем не менее, исследований по таким передачам явно недостаточно. Особенно это относится к работе передач в условиях технологических погрешностей зацепления

(перекосы и т.д.). Благодаря повышенной податливости околоторцовых участков арочных зубьев по ширине зубчатого венца негативное влияние различных перекосов в определённой степени компенсируется. Это происходит лишь при достаточно высоких степенях точности изготовления и сборки, и в таких случаях продольная модификация, заключающаяся в преднамеренном отводе торцов взаимодействующих поверхностей при нарезании, может оказаться бессмысленной и даже вредной. Однако при снижении точности нагрузка начинает сосредотачиваться у одного из торцов зубчатого венца, вызывая повышенную напряжённость, и тогда продольная модификация играет положительную роль, разгружая торцовые участки.

Ниже предпринята попытка дать в первом приближении анализ напряжённости арочных зубьев Новикова в условиях действия технологических погрешностей при различных степенях точности изготовления колёс передачи и различных параметрах модификации (отвода) поверхностей. Исследование проведено применительно к используемому на практике исходному контуру РГУ-5.

Анализируя напряжённое состояние арочных зубьев, можно было бы вести расчёт по среднему сечению зубчатого венца, как это иногда делается применительно к коническим колёсам [2], [3]. Однако, как показано в [4], это приводит к неверным результатам, поскольку игнорируется фактор переменности ряда параметров по ширине зубчатого венца. Такой же фактор переменности имеет место и в арочных зубьях цилиндрических колёс, и его учёт является принципиальным, т.к. в этом случае представляется возможным определить фактическое число контактных точек (площадок контакта) в любой фазе зацепления, найти "опасные" сечения, лимитирующие нагрузочную способность передачи и, главное, оценить влияние продольной модификации при работе передачи с технологическими погрешностями. Поскольку за неимением достаточных данных по арочным зубьям приходится в каждой контактной точке рассматривать их как косозубые (с переменными параметрами – углом наклона, приведенным числом зубьев и т.д.), то, разумеется, некоторая условность расчёта остаётся, однако достоверность получаемых при этом результатов существенно выше, чем при рассмотрении только среднего сечения.

Запишем систему, содержащую уравнения упругого равновесия и совместности перемещений контактирующих зубьев [4] без учёта податливости соприкасающихся деталей конструкции привода:

$$\begin{cases} W_i + \delta u_i + \delta l_i = W_{(i+1)} + \delta u_{(i+1)} + \delta l_{(i+1)}; \\ T_\Sigma = \sum_{i=1}^{2n} T_i. \end{cases} \quad (1)$$

Здесь обозначено: W – суммарное (контактное и изгибно-сдвиговое) перемещение зуба, δu – приведенная технологическая погрешность в зацеплении, δl – параметр модификации (отвод) взаимодействующих поверхностей,

T_Σ – суммарный вращающий момент передачи, T_i – вращающий момент на i -ой площадке контакта, n – теоретическое количество контактных точек на полушевроне.

Рассмотрим подробнее входящие в систему (1) элементы.

Условимся все переменные параметры, зависящие от положения контактной точки по ширине зубчатого венца (и, следовательно, от соответствующего угла наклона зуба), помечать индексом "z".

В рамках высказанных выше представлений запишем выражение для суммарного (контактного и изгибно-сдвигового) перемещения W зуба [4]:

$$W_z = A \cdot K_{ук} (T_z K_{bz})^{0,64} \cos \alpha_k^{-1,64} m_0^{-0,93} (\rho_{\beta z}^*)^{-0,3} (\cos \beta_z)^{-1} \cdot z_1^{-0,67} \cdot u^{-0,64}. \quad (2)$$

В формуле (2): A – некоторый коэффициент, зависящий от номинального радиуса r_0 резцовой головки и равный [5] $A = 0,6 + 0,4B$, где $B = 0,214(r_0 / m_t)^{0,44}$, m_t – торцовый модуль передачи ($0,65 \leq B \leq 1$); $K_{ук}$ – коэффициент, зависящий от исходного контура, для РГУ-5 равный 0,0651; T_z – доля вращающего момента, приходящаяся на данную площадку контакта; K_b – коэффициент, учитывающий влияние торца и изменяющийся по экспоненциальному закону от 1 до 2 [6]; α_k – угол давления; m_0 – модуль реза инструмента; ρ_{β} – приведенный главный продольный радиус кривизны взаимодействующих поверхностей зубьев; β – угол наклона зуба; z_1 – число зубьев шестерни; $u = z_2 / z_1$ – передаточное число.

(Здесь и далее звёздочка означает отнесение параметра к модулю инструмента или передачи).

Поскольку стандартов по нормам точности для передач Новикова (тем более с арочными зубьями) до сих пор не существует, приходится технологические отклонения принимать из стандарта для эвольвентных передач [7]. В качестве основных влияющих факторов учитывались: перекося и непараллельность осей передачи, подчиняющиеся линейному закону по ширине зубчатого венца, разность окружных шагов шестерни и колеса (учитывалась при переходе от одного зуба к другому), отклонения профиля зуба шестерни и колеса (учитывались при переходе контакта с головки на ножку зуба и наоборот одного и того же элемента пары).

При определении δu_z принимался во внимание вероятностный характер распределения отклонений по нормальному закону с заданием определённой "степени риска" [4] применительно к серийному производству.

Задаваясь величиной δl_T преднамеренного отвода взаимодействующих поверхностей на торцах зубьев, называемого степенью продольной модификации, получим отвод поверхностей в любой рассматриваемой точке по ширине зубчатого венца в виде:

$$\delta l_z = (b_z/0,5)^2 \delta l_T, \quad (3)$$

где b_z – выраженное в долях ширины b_w зубчатого венца расстояние от рассматриваемой точки до середины зубчатого венца, измеренное в направлении осей зубчатых колёс пары в сторону торца.

Заданная величина отвода δl_T легко обеспечивается увеличением диаметра d резцовой головки, нарезающей вогнутую сторону зуба, на величину Δd_0 по сравнению с номинальным диаметром d_0 резцовой головки, нарезающей выпуклую сторону зуба, так что

$$\Delta d_0 = d - d_0 = 4\delta l_T d_0^2 / (b_w^2 - 4d_0 \delta l_T). \quad (4)$$

Решая систему (1), получают число фактических точек (площадок) контакта, в которых определено не равное нулю отношение вращающего момента, приходящегося на данную точку, к суммарному (подводимому) моменту:

$$K_{Tz} = T_z / T_\Sigma. \quad (5)$$

Чтобы провести анализ напряжённости зуба в различных точках, запишем выражения для текущих значений изгибного σ_{Fz} и контактного σ_{Hz} напряжений:

$$\sigma_{Fz1,2} = 2000 K_{Tz1,2} K_{bz1,2} T_{\Sigma1,2} Y_{Vz1,2} Y_{az1,2} K_t / [z_{1,2} (m_t \cos \beta)^3]; \quad (6)$$

$$\sigma_{Hz} = Z_H [K_{Kz} T_{\Sigma1,2} / (z_{1,2} \cos \alpha_k)]^{0,687} m_0^{-2,063} (\rho_{\beta z}^*)^{-0,312} (Z_l K_l)^{-1,063}. \quad (7)$$

(Индексы "1" и "2" относятся соответственно к шестерне и колесу).

Здесь обозначено [4]: K_b – коэффициент, учитывающий влияние торца на изгибные напряжения; Y_V – объёмный коэффициент формы зуба; Y_a – коэффициент учёта продольной протяжённости площадки контакта; K_t – экспериментально установленный [8] параметр, учитывающий разное сопротивление изгибу в зависимости от того, с какой стороны – вогнутой или выпуклой – приложена нагрузка к головке зуба шестерни или колеса: в первом случае $K_t = 1$, во втором – $K_t = 0,8$; параметры Z_H, Z_l, K_l, l зависят от исходного контура и твёрдости поверхностей зубьев [4]; K_K – коэффициент, учитывающий влияние торца на контактные напряжения, он зависит от длины пятна контакта и его удалённости от торца [4].

Из структуры формул (6) и (7) можно выделить переменную часть, зависящую от упомянутого выше положения b_z контактной точки вдоль осей колёс или от величины угла β_z наклона зуба. Переменную часть назовём параметром соответственно изгибной K_{Fz} и контактной K_{Hz} напряжённости зуба:

$$\text{– для шестерни} \quad K_{Fz1} = K_{Tz1} K_{bz1} Y_{Vz1} Y_{az1} K_t \sec^3 \beta_{z1}; \quad (8)$$

$$\begin{aligned} \text{– для колеса} \quad K_{Fz2} &= K_{Tz2} K_{bz2} Y_{Vz2} Y_{az2} K_t \sec^3 \beta_{z1}; \\ K_{Hz} &= (K_{Kz})^{0,687} (\rho_{\beta z}^*)^{-0,312}. \end{aligned} \quad (9)$$

Для вычисления параметров напряжённости разработана специальная программа. Весь период зацепления разбивается на любое заданное количество фаз, отыскиваются максимальные значения параметров напряжённости, по которым можно судить о степени напряжённости зубьев передачи и проводить анализ для различных степеней точности и продольной модификации.

Таблица 1 – Результаты расчёта параметров напряжённости для варианта $t = 1$

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
δl_T , мм	Степ. точн.	K_{Fz}	$2n_\phi$	b_z	k	K_{Hz}	$2n_\phi$	b_z	k
0	0	0,098	10	0,278	1	0,069	10	0,278	1
	6	0,158	10	0,494	1	0,080	10	0,278	1
	8	0,231	10	0,494	1	0,099	10	0,492	2
	10	0,414	5	0,494	1	0,161	10	0,484	2
	12	0,747	6	0,497	2	0,266	10	0,476	2
0,03	0	0,127	10	0,278	1	0,083	10	0,278	1
	6	0,151	10	0,278	1	0,094	10	0,278	1
	8	0,165	10	0,494	1	0,095	10	0,278	1
	10	0,336	6	0,494	1	0,134	6	0,468	2
0,05	12	0,645	6	0,497	2	0,250	5	0,476	2
	0	0,146	10	0,278	1	0,092	10	0,278	1
	6	0,171	10	0,278	1	0,103	10	0,278	1
	8	0,173	10	0,278	1	0,104	10	0,278	1
0,07	10	0,285	6	0,494	1	0,124	6	0,468	2
	12	0,577	6	0,497	2	0,234	5	0,476	2
	0	0,163	10	0,278	1	0,099	10	0,278	1
	6	0,189	9	0,278	1	0,111	9	0,278	1
0,1	8	0,192	9	0,278	1	0,112	9	0,278	1
	10	0,234	6	0,494	1	0,115	6	0,278	1
	12	0,510	5	0,494	1	0,217	5	0,476	2
	0	0,184	8	0,278	1	0,109	8	0,278	1
0,12	6	0,212	8	0,278	1	0,120	8	0,278	1
	8	0,217	8	0,278	1	0,123	8	0,278	1
	10	0,230	6	0,278	1	0,128	6	0,278	1
	12	0,432	5	0,494	1	0,189	5	0,476	2
0,12	0	0,195	6	0,278	1	0,113	6	0,278	1
	6	0,223	6	0,278	1	0,125	6	0,278	1
	8	0,232	7	0,278	1	0,128	7	0,278	1
	10	0,250	6	0,278	1	0,136	7	0,278	1
	12	0,380	5	0,494	1	0,174	7	0,468	2

Продолжение таблицы 1

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
0,15	0	0,208	6	0,278	1	0,119	6	0,278	1
	6	0,237	5	0,278	1	0,131	5	0,278	1
	8	0,249	6	0,278	1	0,135	6	0,278	1
	10	0,278	7	0,278	1	0,147	7	0,278	1
	12	0,305	5	0,494	1	0,160	5	0,468	2

Таблица 2 – Результаты расчёта параметров напряжённости для варианта $t = 2$

δ_T , мм	Степ. точн.	K_{Fz}	$2n_\phi$	b_z	k	K_{Hz}	$2n_\phi$	b_z	k
0	0	0,105	8	0,267	2	0,069	8	0,267	2
	6	0,148	10	0,495	2	0,093	8	0,472	1
	8	0,224	10	0,495	2	0,121	8	0,472	1
	10	0,407	5	0,495	2	0,185	5	0,472	1
	12	0,722	6	0,498	1	0,273	4	0,472	1
0,03	0	0,131	8	0,267	2	0,081	8	0,267	2
	6	0,148	10	0,248	2	0,088	10	0,198	1
	8	0,149	10	0,248	2	0,102	8	0,472	1
	10	0,320	6	0,495	2	0,166	5	0,472	1
	12	0,618	5	0,495	2	0,258	4	0,472	1
0,05	0	0,148	8	0,267	2	0,089	10	0,198	1
	6	0,167	10	0,248	2	0,097	9	0,198	1
	8	0,169	9	0,248	2	0,099	8	0,198	1
	10	0,263	6	0,495	2	0,153	5	0,472	1
	12	0,561	5	0,495	2	0,247	4	0,472	1
0,07	0	0,163	8	0,267	2	0,096	6	0,198	1
	6	0,184	9	0,248	2	0,105	7	0,198	1
	8	0,187	8	0,248	2	0,107	8	0,198	1
	10	0,229	5	0,472	1	0,140	5	0,472	1
	12	0,502	5	0,495	2	0,236	4	0,472	1
0,1	0	0,181	6	0,267	2	0,105	6	0,198	1
	6	0,202	6	0,248	2	0,113	6	0,198	1
	8	0,209	7	0,248	2	0,117	6	0,198	1
	10	0,222	6	0,248	2	0,125	5	0,198	1
	12	0,428	4	0,472	1	0,219	4	0,472	1
0,12	0	0,190	6	0,267	2	0,109	6	0,198	1
	6	0,210	5	0,248	2	0,117	5	0,198	1
	8	0,220	6	0,248	2	0,121	5	0,198	1
	10	0,240	6	0,248	2	0,131	5	0,198	1
	12	0,396	4	0,472	1	0,207	4	0,472	1
0,15	0	0,199	4	0,267	2	0,113	4	0,198	1
	6	0,219	4	0,248	2	0,121	4	0,198	1
	8	0,231	5	0,248	2	0,125	4	0,198	1
	10	0,265	6	0,248	2	0,139	5	0,198	1
	12	0,346	4	0,472	1	0,188	4	0,472	1

В качестве типичного примера проведём анализ зубчатой передачи с исходным контуром РГУ-5, имеющей следующие параметры: $m_0 = 3,15$ мм, $m_t = 3,5$ мм, $z_1 = 15$, $z_2 = 46$, коэффициенты смещения исходного контура $x_{1,2}^* = \pm 0,1$, $b_w = 140$ мм, $d_0 = 220$ мм, "степень риска" – 3% [4]. Пусть, к примеру, $T_{\Sigma 2} = 3000$ Н·м. Теоретическое количество точек (площадок) контакта на полной ширине зубчатого венца на разных фазах зацепления этой передачи колеблется от 8 до 12.

Весь период зацепления разбит на 21 фазу, а расчёты проведены для разных степеней точности по [7], разных величин δ_T продольной модификации и двух вариантов: варианта с вогнутой стороной зуба шестерни и выпуклой стороной зуба колеса (обозначен $t = 1$) и варианта с вогнутой стороной зуба колеса и выпуклой стороной зуба шестерни (обозначен $t = 2$). Степень точности "0" означает передачу, изготовленную без технологических погрешностей. Некоторые результаты сведены в таблицы 1 и 2. Помимо максимальных значений параметров напряжённости $K_{Fz1,2}$ и K_{Hz} в таблицах показаны соответствующие положения b_z "опасных" сечений, фактическое количество $2n_\phi$ контактных точек по обоим полушевронам, а также показатель k , равный 1, если в "опасном" сечении имеем контакт головки зуба шестерни с ножкой зуба колеса, и равный 2, если имеем контакт головки зуба колеса с ножкой зуба шестерни.

Обработка большого объёма данных позволяет сделать следующие выводы.

1) Характер изменения параметров напряжённости примерно одинаков для обоих вариантов ($t = 1$ и $t = 2$).

2) При любом значении отвода δ_T понижение точности передачи ведёт к росту напряжённости.

3) При понижении точности передачи уменьшается фактическое количество $2n_\phi$ контактных точек, а "опасные" сечения приближаются к торцу ($b_z \rightarrow 0,5$).

4) При степени точности "0" с ростом δ_T неуклонно нарастает напряжённость, из чего следует, что для высокоточных передач (степень точности выше 6-й) продольная модификация бессмысленна и даже вредна; при степенях точности 6...10 обычно существуют некоторые оптимальные значения δ_T , при которых напряжённость минимальна; при грубых степенях точности (11,12) с ростом δ_T до некоторых достаточно высоких значений, как правило, происходит неуклонное снижение напряжённости.

Выполненное исследование позволяет дать некоторые предварительные рекомендации:

1. Для передач степени точности выше 6-й применять продольную модификацию поверхностей зубьев не следует.

2. Для передач степеней точности 6...12 можно ориентировочно руководствоваться рекомендательными данными из таблицы 3, в которой λ_F и λ_H показывают, во сколько раз снижается соответственно изгибная и контактная напряжённость модифицированных зубьев по сравнению с немодифицированными ($\Delta_T = 0$) при прочих равных условиях.

Таблица 3 – Ориентировочные рекомендации по назначению величины Δ_T

Степень точности по [7]	Рекомендуемое значение Δ_T в долях модуля m_t	λ_F	λ_H
6...8	0,008...0,011	до 1,4	до 1,1
9...10	0,014...0,020	1,6...1,8	1,2...1,4
11	0,035	до 2	до 1,6
12	свыше 0,045	свыше 2	свыше 1,6

Таким образом, продольная модификация поверхностей арочных зубьев является мощным инструментом снижения их напряжённости, при этом эффект тем больше, чем ниже точность передачи.

Работа выполнена при финансовой поддержке РФФИ, грант 10-08-00031

Список литературы: 1. Догода М.И., Еремин В.Е., Догода А.И. Разработка и освоение высоконагруженных арочных передач и средств для их производства // Вестник машиностроения. – 1990. – №9. – С.41-44. 2. Зубчатые передачи. Справочник. 2-е изд., перераб. и доп. / Под ред. Е.Г. Гинзбурга. – Л.: Машиностроение. – 1980. – 416с. 3. Павленко А.В., Федякин Р.В., Чесноков В.А. Зубчатые передачи с зацеплением Новикова. – Киев: Техніка, 1978. – 144с. 4. Короткин В.И., Онишков Н.П., Харитонов Ю.Д. Зубчатые передачи Новикова. Достижения и развитие. – М.: Машиностроение-1, 2007. – 384с. 5. Айрапетов Э.Л., Городничий В.П., Ерихов М.Л., Сызранцев В.Н. Нагруженность цилиндрических передач с арочными зубьями // Вестник машиностроения. – 1986. – №2. – С.20-22. 6. Заблонский К.И. Зубчатые передачи. Распределение нагрузки в зацеплении. – Киев: Техніка, 1977. – 208с. 7. ГОСТ 1643-81. Передачи зубчатые цилиндрические. Допуски. – М.: Изд-во стандартов, 1981. – 69с. 8. Беляев А.И., Сирицын А.И., Сирицын Д.А. Результаты испытаний арочных зубьев колёс на износ и сопротивление усталости при изгибе // Вестник машиностроения. – 1997. – №1. – С.6-8.

Поступила в редакцию 04.05.11

УДК 621.771

П.В. КРОТ, к.т.н., ИЧМ им. З.И. Некрасова НАН Украины, г. Днепрпетровск

СИСТЕМА МОНИТОРИНГА ДИНАМИЧЕСКИХ НАГРУЗОК В ЛИНИЯХ ПРИВОДА СТАНОВ ГОРЯЧЕЙ ПРОКАТКИ

Выполнены теоретические исследования и разработана система мониторинга динамических нагрузок в линиях привода станов горячей прокатки. Разработаны динамические модели и программное обеспечение, позволяющие формировать базы данных о накопленных циклах нагрузок и отказах элементов линии привода и представлять статистическую информацию в удобном виде для принятия решений в подразделениях по эксплуатации прокатных станов.

Виконано теоретичні дослідження і розроблено систему моніторингу динамічних навантажень у лініях приводу станів гарячої прокатки. Розроблені динамічні моделі та програмне забезпечення, що дозволяють формувати бази даних про накопичені цикли навантажень та відмови елементів лінії приводу й представляти статистичну інформацію у зручному вигляді для прийняття рішень у підрозділах з експлуатації прокатних станів.

Theoretical research has been carried out and monitoring system is developed of the dynamic loads in the drivelines of hot rolling mills. Dynamic models and software are developed, which allow to support databases with history of loading cycles and failures of driveline elements and to represent statistical information in convenient form for decision making in maintenance departments of rolling mills.

Введение. Согласно действующим правилам технической эксплуатации станов горячей прокатки [1], их текущее обслуживание, включающее замены узлов и деталей, производится на основе планово-предупредительных ремонтов (ППР) по текущим величинам износа, как основного параметра технического состояния оборудования (ТСО). При назначении сроков ППР учитывают общий износ в виде полных угловых и радиальных зазоров, хотя только открытая их часть, зависящая от текущих настроек и конструктивных особенностей линий привода, определяет динамические нагрузки, приводящие к наиболее частым поломкам и отказам оборудования. Если зазор оказывается закрытым к моменту приложения нагрузки и не раскрывается при последующих колебаниях, то он никак не влияет на динамику системы и не может быть критерием для выполнения текущего ремонта. С другой стороны, открытая часть зазоров влияет на пиковые нагрузки, но не является критерием для назначения сроков технического обслуживания или замены узлов. Возникающее противоречие с правилами технической эксплуатации может быть разрешено в автоматизированной системе мониторинга, реализующей функции диагностики, как полной величины зазоров, так и открытой части [2]. Однако, такие измерения на крупногабаритном прокатном оборудовании сложной технической задачей в связи с изменчивым характером проявления зазоров и многими факторами, влияющими на величину их открытой части.

Анализ публикаций. За рубежом широко применяются автоматизированные системы управления активами на предприятиях (EAM – Enterprise As-