



ДОНЕЦКИЙ
НАЦИОНАЛЬНЫЙ
ТЕХНИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ

ПРОГРЕССИВНЫЕ ТЕХНОЛОГИИ И СИСТЕМЫ МАШИНОСТРОЕНИЯ

Международный
сборник научных трудов

ВЫПУСК 25



ДОНЕЦК - 2003

ДОНЕЦКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ

ПРОГРЕССИВНЫЕ ТЕХНОЛОГИИ И СИСТЕМЫ МАШИНОСТРОЕНИЯ

**Международный
сборник научных трудов**

Выпуск 25

ДОНЕЦК – 2003

ББК К5я54
УДК 621.01(06)

Прогрессивные технологии и системы машиностроения: Международный сб. научных трудов. – Донецк: ДонНТУ, 2003. Вып. 25. – 302 с.

ISBN 966-7907-13-9

В международном сборнике научных трудов представлены некоторые вопросы теории и практики обработки изделий прогрессивными методами, показаны достижения и пути развития технологического оборудования, оснастки и металлорежущего инструмента. Рассмотрены отдельные аспекты автоматизации производственных процессов и надежности технологического оборудования. Освещены современные проблемы материаловедения в машиностроении.

В данном сборнике публикуются ученые и ведущие специалисты из Украины, стран ближнего и дальнего зарубежья. Предназначен для научно-технических работников, ИТР и специалистов в области машиностроения.

Издается при содействии Международного союза машиностроителей.

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

Минаев А.А. (председатель, Украина), Михайлов А.Н. (зам. председателя, Украина), Ищенко А.Л. (секретарь, Украина), Бутенко В.И. (Россия), Бухач А. (Польша), Горобец И.А. (Украина), Калафатова Л.П. (Украина), Керекеш Т. (Румыния), Лукичев А.В. (Украина), Малышко И.А. (Украина), Матюха П.Г. (Украина), Мизин Б.М. (Украина), Навка И.П. (Украина), Нечепав В.Г. (Украина), Новиков Н.В. (Украина), Параскив Д. (Румыния), Прутяну О. (Румыния), Седуш В.Я. (Украина), Семенченко А.К. (Украина), Скидан И.А. (Украина), Суслев А.Г. (Россия), Тока А. (Молдова), Шевченко Ф.Л. (Украина).

Публикуется по решению Ученого Совета Донецкого национального технического университета (протокол № 4 от 30.05.2003 г.).

Адрес редакционной коллегии:

Украина, 83000, г. Донецк, ул. Артема, 58, ДонНТУ, кафедра ТМ.
Тел.: (062) 305-01-04, факс: (062) 305-01-04
E-mail: tm@mech.dgtu.donetsk.ua
<http://donntu.edu.ua>

ISBN 966-7907-13-9

© Донецкий национальный
технический университет, 2003 г.

ПРОБЛЕМЫ НАГРУЗКИ ЛЕНТОЧНОЙ ПИЛЫ РАСПИЛОВОЧНОГО СТАНКА С ЗАМКНУТОЙ ЛЕНТОЙ

Адамчык Я., Войнаровски Ю., Калински В.

(Силезский Политехнический Институт, г. Гливице, Польша)

In the paper some investigations results of the band saw blades load theoretical analysis are presented. The results allow evaluation of band saw design relative to band vibration, load, stability and vibration control.

Одной из важнейших проблем эксплуатации ленточных пил распиловочных станков есть введение правильного натяжения ленты пилы а также обеспечение оптимальной нагрузки ленты и пильных зубьев, независимо от количества зубьев в зоне разрезания. Длина этой зоны изменяется при разрезке валов, профильных металлов и других предметов с переменным сечением. Для установки натяжения ленты пилы и прямо-линейности резания предметов применяется специальные приборы – тензометрические динамометры, например прибор 62126 фирмы LENOX.

В распиловочных станках с замкнутой лентой предназначенных для разрезки металлов применяется 2 лентонаправляющие желоба скручивающие ленту в зоне резания на 90° (разрезной станок S – 20 фирмы HYDMESCH, Канада), они закреплены в раме с устройством натяжения ленты.

При свободном кручении ($CL = CL^* = l$) отрезка ленты l на угол φ , рис. 1, крутящий момент определяется по формуле [1]

$$M_1 = \alpha \cdot hb^3 G \frac{\varphi}{l} \quad (1)$$

В случае стесненного кручения ($CL = l < CL^*$) крутящий момент M_2 можно представить в следующем виде [2]

$$M_2 = \frac{2 b E}{\pi l} \int_{-\frac{h}{2}}^{\frac{h}{2}} \left(\sqrt{l^2 + 2y^2} - l \right)^2 dy, \quad (2)$$

или

$$M_2 = \frac{4 b E}{\pi l} \left[2l^2 y + \frac{2y^3}{3} - l y \sqrt{l^2 + 2y^2} - \frac{l^3}{\sqrt{2}} \log \left(2y + \sqrt{2} \sqrt{l^2 + 2y^2} \right) \right]_0^{\frac{h}{2}}, \quad (2^*)$$

а в результате получить

$$M_2 = \frac{4 b E}{\pi l} a. \quad (3)$$

где

$$a = \left[h^3 + 12hl^2 - 6hl \sqrt{\frac{h^2}{2} + l^2} + 6l^3 \sqrt{2} \log(l\sqrt{2}) - 6l^3 \sqrt{2} \log\left(h + \sqrt{h^2 + 2l^2}\right) \right]. \quad (4)$$

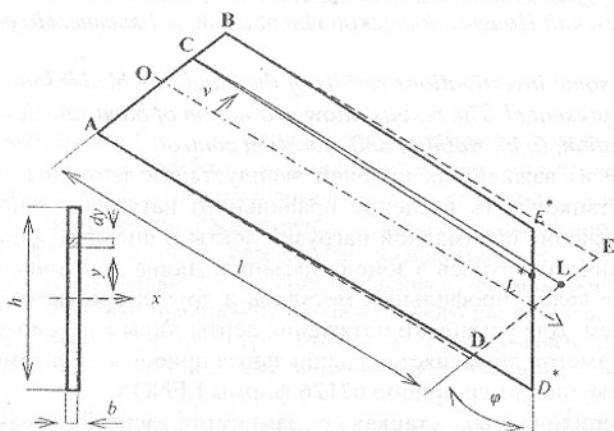


Рис. 1. Модель для вывода крутящего момента M_2

Для биметаллической ленточной пилы Maraton M 42 фирмы WIKUS Sägenfabrik и расчетных размеров ленты: $l = 500$ мм, $b = 0,9$ мм, $h = 26$ мм, получается $M_1 = 1,586$ нм и $M_2 = 0,143$ нм.

Отрезная головка машины в виде плеча вращается вокруг подшипника 1, рис. 2. Центр тяжести головки находится в точке S_C . Опорная пружина подключена в точках 4, 5 воздействует на плечо силой F_S . Гидравлический цилиндр подключенный в точках 2, 3 воздействует на плечо силой F_h . Величина этой силы зависит от степени открытия спускового дроссельного клапана. При помощи спускового клапана регулируется подачу пилы, силу и время резания предмета.

На рис. 3 показано расчетную схему нагрузки плеча станка полученную для размеров представленных на рис. 2. Действующий на плечо, относительно точки 1, момент M_1 сил: тяжести G , пружины F_S и составляющей силы резания P_z , действующей в направлении главного движения ленты в зависимости от угла ϕ , наклона плеча головки показано на рис. 4.

Как видно, перпендикулярна к обрабатываемой поверхности предмета сила прижимания ленточной пилы (направлена вниз сила $\bar{P}_y$) значительно зависит от угла наклона ϕ отрезной головки машины.

В случае уменьшения длины линии контакта ленты с разрезаемым предметом (профильные металлы) изменяется количество зубьев в зоне

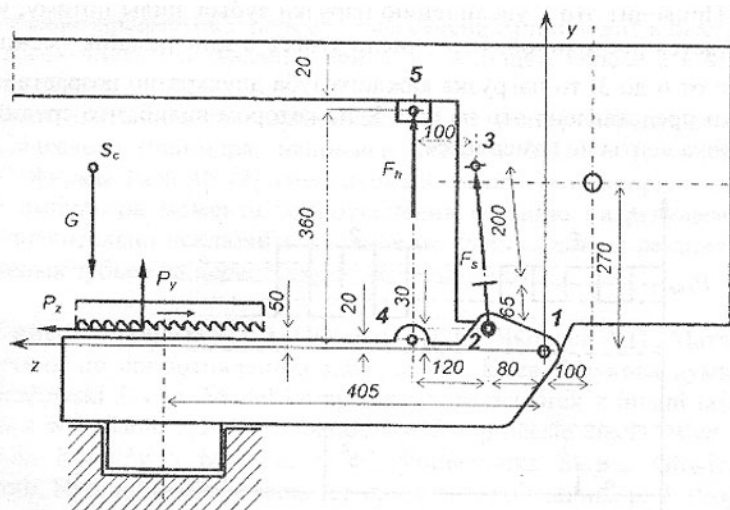


Рис. 2. Схема нагрузки плеча распиловочного станка S-20

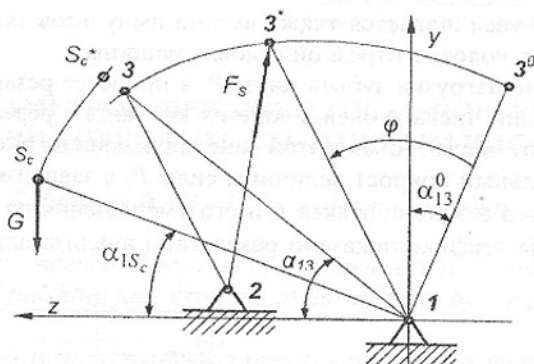


Рис. 3. Расчетная схема нагрузки плеча

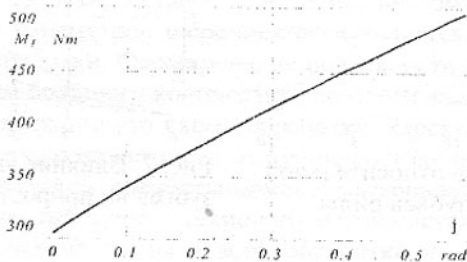


Рис. 4. Зависимость момента M_1 от угла φ

резания. Приводит это к увеличению нагрузки зубьев пилы потому, что сила $\bar{P}_y$ остается постоянной. Если число зубьев в зоне резания уменьшается, примерно от 6 до 3, то нагрузка каждого зуба двухкратно возрастает. Схематически представлено это на рис. 5, на котором видно, что средняя осевая нагрузка ленты не изменяется.

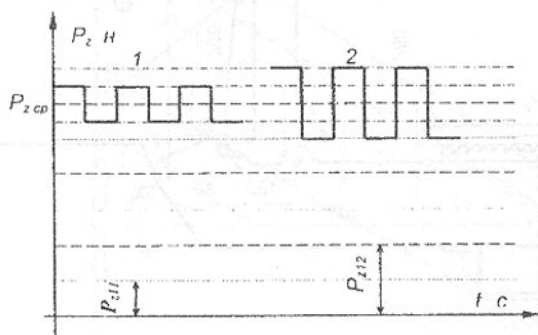


Рис. 5. Увеличение высоты импульсов нагрузки ленточной пилы

Очевидно увеличивается также высота импульсов тягового момента на вале ведущего колеса в отрезной головке машины.

Отношение нагрузки зубьев пилы P_z в процессе резания, вследствие изменения на один числа зубьев в зоне их контакта с резаным предметом в зависимости от числа зубьев в этой зоне приведено на рис. 6.

Относительный прирост величины силы P_z в зависимости от начального числа зубьев в зоне контакта n и его уменьшения на k представлено на рис. 7 [2]. На графике показано результаты анализа для: $n = 8, 12, 16, 20$.

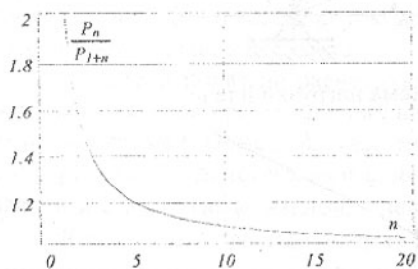


Рис. 6. Изменение относительной нагрузки P_z зубьев пилы

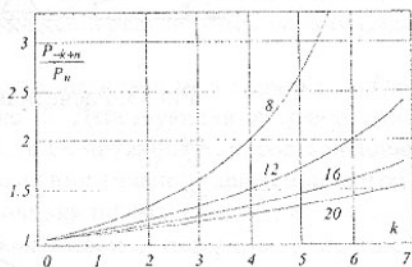


Рис. 7. Влияние уменьшения числа зубьев на прирост величины P_{n-k}/P_n

Резание предметов с переменным сечением приводит к быстрому износу зубьев пилы, скольжению ленты на ведущем колесе а в крайности к обрыву ленты.

Если применить пропорциональный регулятор перепуска масла из гидравлического цилиндра, например 2FRE 6 B-2X с усилителем VT-VRPD-1 фирмы Rexroth [3] управляемый сигналом пропорциональным к высоте импульсов момента сопротивления резанию на ведущем колесе, можна значительно исключить влияние изменения длины резания и числа нагруженных зубьев на перегрузку ленточной пилы.

Список литературы: 1. Писаренко Г.С., Яковлев А.П., Матвеев В.В. Справочник по сопротивлению материалов. Киев: Наукова думка, 1975.
2. Wojnarowski J. i in. Model komputerowy przecinarek z piłami taśmowymi bez końca w badaniu zjawisk dynamicznych w procesie cięcia. Wyd. Katedry Mechaniki Robotów i Maszyn, z. 10, Politechnika Śląska. Gliwice: 2002.
3. Rexroth: Hydraulic components for industrial applications, p. 2. Proportional and servo-valves and accessories, electronic components. Catalog RE 00 110-02/01.01. Mannesmann Rexroth AG.

Сдано в редакцию 4.06.03

Рекомендовано д.т.н., проф. Бухач А.

РАСЧЕТ ПАРАМЕТРОВ ШЕРОХОВАТОСТИ ПОВЕРХНОСТИ ПРИ ШЛИФОВАНИИ ТОРЦОВЫМ ЭЛАСТИЧНЫМ ИНСТРУМЕНТОМ

Байков А.В. (ДонНТУ, г. Донецк, Украина)

The analytical dependence of account of parameters of a roughness of a surface for conditions of finishing face grinding of flat surfaces by the elastic tool is received

Параметры шероховатости являются одними из важнейших показателей качества поверхности. Они определяют либо эксплуатационные, либо декоративные свойства деталей и изделий, поэтому обеспечение требуемых значений параметров шероховатости является одной из главных задач процесса обработки. Формирование поверхности при обработке обусловлено влиянием большого количества технологических факторов. В частности, при шлифовании это схема обработки, характеристики и состояние инструмента, характеристики и исходное состояние поверхностного и приповерхностного слоя обрабатываемого материала, режимы резания, жесткость и виброустойчивость технологической системы, способ и объем подачи технологической среды в зону обработки и др. [1,2]. В связи с большим количеством факторов, определяющих качество поверхности и сложным характером их взаимовлияния, на данный момент не представля-

ется возможным разработать единую модель формирования параметров шероховатости при шлифовании.

Помимо эмпирических зависимостей [1] ряд исследователей [3,4,5] предлагают математические модели формирования шероховатости поверхности для определенных условий шлифования. Авторы [3,4] рассматривают закономерности формирования шероховатого слоя для схемы круглого наружного шлифования металлических деталей периферией алмазного круга. В работе [5] получена математическая модель формирования шероховатости при плоском шлифовании периферией алмазного круга деталей из керамики, учитывающая специфику диспергирования хрупких материалов. Поскольку во всех предлагаемых моделях режущее пространство представляет собой совокупность режущих профилей круга в плоскостях, перпендикулярных к вектору скорости круга (эффективный профиль), то схема шлифования, её кинематика являются определяющими данными при разработке модели формирования шероховатости поверхности при шлифовании.

При обработке плоских поверхностей деталей из неметаллических материалов (облицовочных плит из природного камня, оптические детали, пластины из керамики и кристаллов) предпочтительной является схема шлифования торцом круга. При этом кинематика взаимодействия инструмента и заготовки существенно отличается от схем, для которых разработаны рассмотренные выше модели. Кроме того, на операциях финишной обработки (тонкое шлифование и предварительное полирование), на которые наиболее важно прогнозировать шероховатость обработанной поверхности, применяют инструмент на эластичной полимерной связке, что также вносит определенную специфику в характер контактного взаимодействия инструмента и детали.

Целью данной работы является разработка модели формирования шероховатости обработанной поверхности для операций финишной обработки деталей торцом эластичного шлифовального круга.

Задачи, которые необходимо решить для расчета параметров шероховатости: 1) определение количества абразивных зерен, принимающих участие в формировании поверхности; 2) определение разновысотности вершин данных зерен относительно рассматриваемого сечения обработанной поверхности.

На операциях финишной обработки плоских поверхностей, в частности лицевой поверхности облицовочных плит из природного камня, конструкция шпинделя станка предусматривает шарнирное присоединение инструмента, что позволяет ему разворачиваться относительно нормали к оси шпинделя. С учетом указанной специфики при разработке модели процесса формирования шероховатости поверхности при шлифовании неметаллов торцевым эластичным инструментом приняты следующие допущения,

идеализирующие реальный процесс обработки:

- шлифовальный круг самоустанавливается по поверхности резания (рис.1);
- усилия взаимодействия шлифовального круга с обрабатываемой поверхностью равномерно распределено по всей абразивосодержащей поверхности шлифовального круга;
- шлифовальный круг равномерно изнашивается по всей рабочей поверхности;
- образующиеся продукты диспергирования полностью располагаются в межзеренном пространстве (или удаляются СОТС) и не оказывают влияния на процесс резания;
- динамическая неустойчивость процесса резания отсутствует;
- структурная неоднородность материала не оказывает существенное влияние на величину внедрения абразивного зерна в обрабатываемый материал;
- упругие характеристики связки шлифовального круга обеспечивают условия пластического деформирования обрабатываемого материала.

Последнее условие выполняется при обеспечении усилия на каждом алмазном зерне не более требуемой величины [6,7].

Для условий пластического деформирования материала профиль шлифованной поверхности является результатом наложения царапин абразивных зерен, которые прошли через рассматриваемое сечение. Наибольшая высота неровностей профиля $R_{\max}$ в данном случае будет определяться как расстояние от впадины наиболее глубокой царапины до уровня, где срезы от зерен полностью перекрывают базовую длину [4,5].

При шлифовании наибольшее значение шероховатости обработанной поверхности будет в сечении, перпендикулярном вектору скорости резания. Рассмотрим отрезок АВ (см. рис. 1) длиной l_0 равной базовой длине, на которой производят измерение параметра шероховатости. Будем считать (для упрощения математического представления процесса), что данный отрезок вступает в контакт со шлифовальным кругом сразу по всей своей длине. В системе координат, привязанной к центру шлифовального круга,

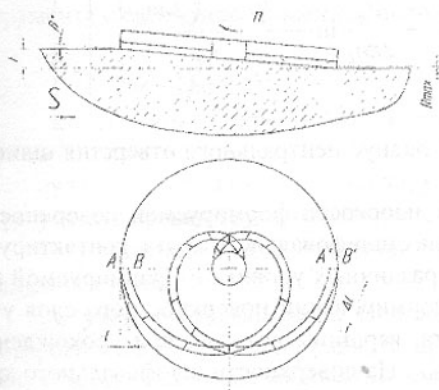


Рис. 1. Схема контактного взаимодействия торцового инструмента и детали

данный отрезок будет перемещаться по кривой, называемой архимедовой спиралью, причем в начальный период, при движении отрезка от периферии к центру – левая спираль, а от центра к периферии – правая. В общем случае длина дуги архимедовой спирали определяется по формуле [8]:

$$l = \frac{1}{2} k \left(\frac{\rho \sqrt{\rho^2 + k^2}}{k} + k \ln \frac{\rho + \sqrt{\rho^2 + k^2}}{k} \right), \quad (1)$$

где k - параметр архимедовой спирали;

ρ - полярный радиус.

Параметр архимедовой спирали, выраженный через кинематические характеристики шлифования, будет иметь вид:

$$k = \frac{V_d}{2\pi n_k}, \quad (2)$$

где V_d - величина подачи заготовки;

n_k - частота вращения шлифовального круга.

Вследствие равенства длин правой и левой спирали, длина дуги контакта отрезка АВ с поверхностью шлифовального круга будет:

$$l = \frac{V_d}{2\pi n_k} \left[\left(\frac{R \sqrt{R^2 + \left(\frac{V_d}{2\pi n_k} \right)^2}}{\frac{V_d}{2\pi n_k}} + \frac{V_d}{2\pi n_k} \ln \frac{R + \sqrt{R^2 + \left(\frac{V_d}{2\pi n_k} \right)^2}}{\frac{V_d}{2\pi n_k}} \right) - \left(\frac{r \sqrt{r^2 + \left(\frac{V_d}{2\pi n_k} \right)^2}}{\frac{V_d}{2\pi n_k}} + \frac{V_d}{2\pi n_k} \ln \frac{r + \sqrt{r^2 + \left(\frac{V_d}{2\pi n_k} \right)^2}}{\frac{V_d}{2\pi n_k}} \right) \right], \quad (3)$$

где R и r - наружный радиус и радиус центрального отверстия шлифовального круга.

Вследствие наклона круга к плоскости формируемой поверхности, зерна, расположенные в разных зонах шлифовального круга, контактируют с обрабатываемым материалом на различных уровнях от формируемой поверхности. В результате этого в формировании поверхностного слоя участвуют лишь те зерна инструмента, вершины которых при прохождении сечения АВ расположены в слое $R_{\max}$. На поверхности шлифовального круга данные зерна расположены вдоль архимедовой спирали, длина которой определяется уравнением:

$$L = \frac{V_0}{4\pi n_k} \left[\left(\frac{R \sqrt{R^2 + \left(\frac{V_0}{2\pi n_k} \right)^2}}{V_0} + \frac{V_0}{2\pi n_k} \ln \frac{R + \sqrt{R^2 + \left(\frac{V_0}{2\pi n_k} \right)^2}}{V_0} \right) - \left(\frac{(R - \Delta R) \sqrt{(R - \Delta R)^2 + \left(\frac{V_0}{2\pi n_k} \right)^2}}{V_0} + \frac{V_0}{2\pi n_k} \ln \frac{(R - \Delta R) + \sqrt{(R - \Delta R)^2 + \left(\frac{V_0}{2\pi n_k} \right)^2}}{V_0} \right) \right], \quad (4)$$

где $\Delta R = \frac{R_{\max}}{\sin \beta}$.

Количество зерен, расположенных на данной поверхности, определяется уравнением:

$$N = N_0 \cdot S, \quad (5)$$

где $S = L \cdot l_\phi$;

N_0 – количество зерен на единице поверхности инструмента; для инструмента с ориентированным расположением зерен [9]:

$$N_0 = \frac{n}{2(\gamma + 1)} \bar{l}.$$

где n – число зерен в единице объема абразивного пространства, шт/мм³;

$\gamma = 1 \dots 2$ – положительное число, учитывающее выпадение части зерен в результате правки круга, определяется методом правки;

$\bar{l}$ – математическое ожидание максимального габаритного размера алмазного зерна.

С учетом коэффициента заполнения алмазоносного слоя, величина которого изменяется вдоль радиуса шлифовального круга, количество зерен, участвующих в формировании поверхностного слоя, будет:

$$N = l_\phi \cdot N_0 \cdot \int_{R-\Delta R}^R L(\rho) \cdot k(\rho) \cdot d\rho. \quad (6)$$

Для удобства аналитического описания процесса резания, представим поверхность шлифовального круга, участвующую в формировании поверхностного слоя, в виде m элементов, расположенных вдоль архимедовой спирали. Количество интервалов выбирается в зависимости от требуемой точности расчетов. Вследствие малости угла наклона шлифовального круга к обрабатываемой поверхности допустимо считать, что каждый из элементов расположен параллельно обрабатываемой поверхности, но смещен по высоте относительно предыдущего на величину $\Delta_m = R_{\max}/m$. Длина каждого участка будет $L_m = L/m$. Количество абразивных зерен на каждом участке N_m определится уравнением (6) с соответствующим интервалом интегрирования.

В этом случае профиль обработанной поверхности будет представлять результат наложения эффективных профилей каждого участка, смещенных на величину Δ_m .

Для определения расстояния от впадины наиболее глубокой царапины до уровня, где срезы абразивных зерен полностью перекрываются, условно разделим высоту рабочего профиля шлифовального круга на каждом участке на z интервалов высотой Δz , приняв допущение, что вершины зерен, попавших в i -ый интервал, лежат на границе интервала [4,5]. Величина интервала (для удобства расчетов) должна быть целой долей разности участков шлифовального круга, формирующих поверхность в данном сечении. Тогда суммарное сечение среза в i -том интервале определится как результат наложения срезов зерен, вершины которых расположены от 1-го до i -го интервала первого участка шлифовального круга, от $(i - R_{\max}/m \cdot \Delta z)$ до i -го интервала второго участка шлифовального круга и т.д.

Для алмазных зерен, геометрическая форма которых моделируется бипараболоидом вращения [10], ширина сечения среза в зависимости от расстояния до вершины зерна определяется зависимостью:

$$\Delta b = 4^{n-1} \frac{a}{l^n} h^n, \quad (7)$$

где h - расстояние от вершины зерна;

n - постоянная величина, зависящая от габаритного размера модели абразивного зерна.

С учетом изложенного суммарная величина сечения среза на каждом интервале, начиная от наиболее выступающего зерна на участке шлифовального круга, последним контактирующим с обрабатываемой поверхностью, будет определяться зависимостями:

$$B_{1i} = N_{m1} \cdot \sum_{i=1}^g \Delta b(h_i) \cdot p_i(b) \cdot \int_{\Delta_{i-1}}^{\Delta_i} f(h) dh \quad \text{при } i \leq \frac{R_{\max}}{m \cdot \Delta z}$$

$$B_{2i} = B_{1i} + N_{m2} \cdot \sum_{i=1}^{2g} \Delta b(h_{i-g}) \cdot p_{i-g}(b) \cdot \int_{\Delta_{i-1-g}}^{\Delta_{i-g}} f(h) dh \quad \text{при } \frac{R_{\max}}{m \cdot \Delta z} \leq i \leq \frac{2R_{\max}}{m \cdot \Delta z}$$

(8)

$$B_{ki} = \sum_{k=1}^m B_{k-1,i} + N_{mk} \cdot \sum_{i=1}^{kg} \Delta b(h_{i-(k-1)g}) \cdot p_{i-(k-1)g}(b) \cdot \int_{\Delta_{i-(k-1)g-1}}^{\Delta_{i-(k-1)g}} f(h) dh$$

$$\text{при } \frac{(k-1)R_{\max}}{m \cdot \Delta z} \leq i \leq \frac{kR_{\max}}{m \cdot \Delta z}$$

где $f(h)$ - плотность вероятности распределения абразивных зерен по высоте рабочей поверхности эластичного шлифовального круга, деформированной в результате контакта с обрабатываемой поверхностью;
 $p(b)$ - вероятность перекрытия срезов абразивных зерен.

Расстояние до интервала, на котором суммарная ширина среза $B_{ki} = l_{\sigma}$, определяет параметр $R_{\max}$ шероховатости обработанной поверхности.

Выводы. Для операций финишной обработки деталей торцом эластичного шлифовального круга получены зависимости, определяющие количество абразивных зерен, участвующих в формировании поверхностного слоя. Определена ширина среза единичного абразивного зерна в зависимости от расстояния до его вершины. Предложен принцип определения разновысотности вершин абразивных зерен относительно рассматриваемого сечения обработанной поверхности, учитывающий различные условия контактного взаимодействия зерен, расположенных в различных зонах шлифовального круга. Полученные уравнения суммарной ширины среза позволяют выделить факторы, оказывающие наибольшее влияние на шероховатость обработанной поверхности: размер зерна абразивного круга и упругие характеристики его связи.

Список литературы: 1. Сулов А.Г. Технологическое обеспечение параметров состояния поверхностного слоя деталей. - М.: Машиностроение, 1987. - 208 с. 2. Новоселов Ю.К., Кулагин С.П., Леонов С.Л. и др. Технологическое обеспечение качества изготовления деталей с износостойким покрытием. - Н-сibirск, изд-во Новосибирского университета, 1993. - 205 с. 3. Беззубенко Н.К. Расчет шероховатости обработанной поверхности при шлифовании (вероятностный подход) // Резание и инструмент: Республ. межведомств. научн.-техн. сб. - Харьков: изд-во ХПИ.- 1985. - Вып. 33. С. 41-47. 4. Матюха П.Г., Беззубенко Н.К., Иванов Ч.П. и др. Расчет высот-

ных параметров шероховатости шлифованной поверхности // Резание и инструмент: Республ. межведомств. научн.-техн. сб. – Харьков: изд-во ХПИ.- 1984. – Вып. 32. С. 37-42. 5. Гусев В.В., Молчанов А.Д. Математическая модель формирования шероховатости поверхности конструкционной керамики при алмазном шлифовании / Прогрессивные технологии и системы машиностроения: Международный сборник научных трудов. – Донецк: - ДонНТУ, 2002. Вып. 19.- с. 50-57. 6. Силовые и энергетические параметры при царапании гранита единичным алмазным зерном. Александров В.А., Мифлиг Д.М., Мельник В.А. // Сверхтвердые материалы.- 1985.- №3. – С. 52-59. 7. Кузнецов С.М., Бурман Л.Л. Упруго-пластическая деформация стекла при алмазном шлифовании // Сверхтвердые материалы 1980.- №3. – С. 42-47. 8. Математический энциклопедический словарь. – М.: Советская энциклопедия, 1988. – 847 с. 9. Зайцев А.Г. Расчет числа зерен, ориентированно расположенных на рабочей поверхности шлифовального круга // Сверхтвердые материалы 1982.- №6. – С. 41-44. 10. Байков А.В. Моделирование алмазных зерен для инструмента с ориентированным их расположением // Прогрессивные технологии и системы машиностроения: Сб. научн. тр. -Донецк: ДонГТУ, 1997.- Вып. 4. С. 12-18.

Сдано в редакцию 4.06.03

Рекомендовано д.т.н., проф. Михайлов А.Н.

ВЛИЯНИЕ ЦИКЛИЧНОСТИ ТЕРМОМЕХАНИЧЕСКОЙ ОБРАБОТКИ НА ХАРАКТЕРИСТИКИ НАПЕЧЕННОГО ПОРОШКОВОГО СЛОЯ

Баширов Р.Д.

(Азербайджанская Государственная Морская Академия, Азербайджан)

Проблема технологического обеспечения показателей качества деталей машин успешно решается на базе разработки типовых технологических процессов. Идея создания поверхностных слоев со свойствами, отличающимися от свойств основного материала детали, оказалась весьма плодотворной. Одним из способов формирования поверхностного слоя с заданными свойствами является метод центробежного индукционного напекания. Полученные таким образом покрытия из порошка ПГ-СР2 и его добавлениями используются для восстановления втулок цилиндров судовых дизелей [1]. Для обеспечения износостойкости втулки наряду с высокой твердостью покрытия должны обладать запасом пластичности и вязкости.

Известно, [2] что пластическое деформирование металлов приводит к уменьшению остаточных напряжений и повышению прочностных характеристик поверхностных слоев.

Исследование износостойкости металлических порошков проводи-

лось на машине СМЦ-2 по схеме «диск-колодка» в условиях жидкостного трения, при частоте вращения диска $n = 500 \text{ мин}^{-1}$, давлении в зоне контакта 1,0 МПа и 5% содержании абразивной кварцевой пыли в масле М-8Б₁.

Проведенные исследования показали, что применение процесса обкатывания поверхностного слоя после центробежного индукционного напекания увеличивает износостойкость поверхности в 1,6...1,8 раз и снижает коэффициент трения от 0,143...0,186 до 0,09...0,113 (для ПГ-СР2 + 10% НПЧ1) с существующими деталями [1].

Из таблицы 1 видно, что как износостойкость, так и коэффициент трения слоя, полученного пластическим деформированием после центробежного индукционного напекания, значительно ниже, чем слоя, полученного обычным центробежным индукционным напеканием.

Проведенные испытания образцов после двух, трех и четырехкратного деформирования привели к значительному снижению коэффициента трения. Коэффициент трения начинает заметно снижаться, начиная с 2-х кратной обкатки, а дальнейшая обработка стабилизирует этот показатель. Снижение коэффициента трения после 2-х кратной обработки представляется следующим образом. При обкатывании спеченного слоя, т.е. при термопластичной обработке происходит деформирование относительно пластичной фазы, в которой размещены карбиды преимущественно другой формы. Однократная обкатка способствует наклепу матрицы поверхностного слоя и движению грубых карбидов к поверхности. Поэтому возрастают силы трения для преодоления фрикционных связей между трущимися поверхностями, о чем свидетельствует резкое возрастание износостойкости и коэффициента трения.

Таблица 1 - Износостойкость (мкм/км) и коэффициент трения слоя полученного центробежным индукционным напеканием с последующим поверхностным деформированием

Метод восста- новления	Марка порош- ка	Исходная твердость образцов HRC	Нагрузка на образец Р, МПа				Коэффициент трения f
			2	4	6	8	
			Износостойкость, мкм/км				
Центробежное индукционное напекание	ПГ'СР2+10% НПЧ1	45...47	1,63	1,91	1,98	2,25	0,143÷0,186
	ПГ'СР2+10% НПЧ2	46...48	1,57	1,72	1,93	2,12	0,14...0,179
Центробежное индукционное напекание + обкатывание	ПГ'СР2+10% НПЧ1	52...56	1,03	1,14	1,18	1,29	0,09...0,113
	ПГ'СР2+10% НПЧ2	54...57	0,98	1,06	1,13	1,22	0,08...0,107

Дальнейшее увеличение кратности обкатки измельчает карбиды и способствует их равномерному диспергированию в матричном слое. В связи с этим коэффициент трения, микротвердость спеченного слоя снижаются, а износостойкость, наоборот повышается.

Исследование факторов, определяющих распределение микротвердости, является единственным для правильного использования способов поверхностного пластического деформирования и назначения соответствующих технологических параметров.

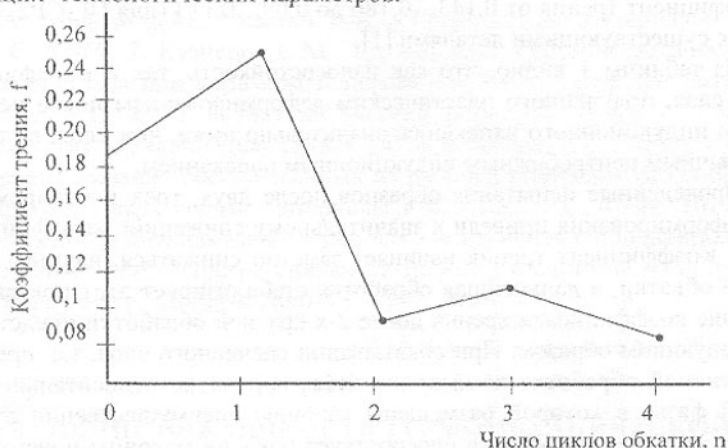


Рис. 1. Зависимость коэффициент трения покрытий от числа циклов обкатки n

В этом аспекте изучение распределения микротвердости по глубине напеченного слоя позволит определить рациональные технологические режимы обкатывания поверхности втулок цилиндров, восстановленных методом центробежного индукционного напекания и обкатыванием поверхностного слоя.

Изучение показало, что по глубине напеченного и обкатанного слоя распределение микротвердости поверхностного слоя (рис. 2) не одинаково.

Из кривых 1,2, приведенных на рис. 2, можно видеть, что микротвердость на поверхности напеченного слоя находится в пределах 5870 МПа (кривая 2) и до глубины 0,4 мм снижается всего на 100 единиц. От 0,4 до 2 мм микротвердость, снижаясь, доходит до 4300 МПа, а на границе сцепления основного металла втулки с напекным слоем возрастает примерно на 400÷500 МПа.

В результате исследований образцов (рис. 3) отмечено, что микротвердость покрытия уменьшается с увеличением степени поверхностной деформации, а по коэффициенту вязкости видно, что исходное покрытие более склонно к хрупкому разрушению, чем покрытия прошедшие обкат-

ку. Наибольший коэффициент вязкости покрытия зарегистрирован после трехкратной обкатки, что хорошо согласуется выше сказанными о интенсивном измельчении диспергировании карбидов в матрице.

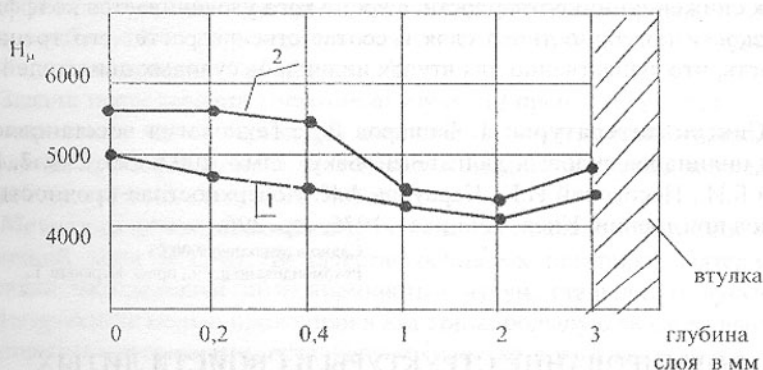


Рис. 2. Распределение микротвердости напеченной и обкатанной поверхности по глубине слоя

1 – ПГ-СР2 - 10% НПЧ1

$S_{пр} = 0,3$ м/мин

$t = 0,05$ мм

2 – ПГ-СР2 - 10% НПЧ2

$T = 300^{\circ}\text{C}$,

$n = 150$ об/мин

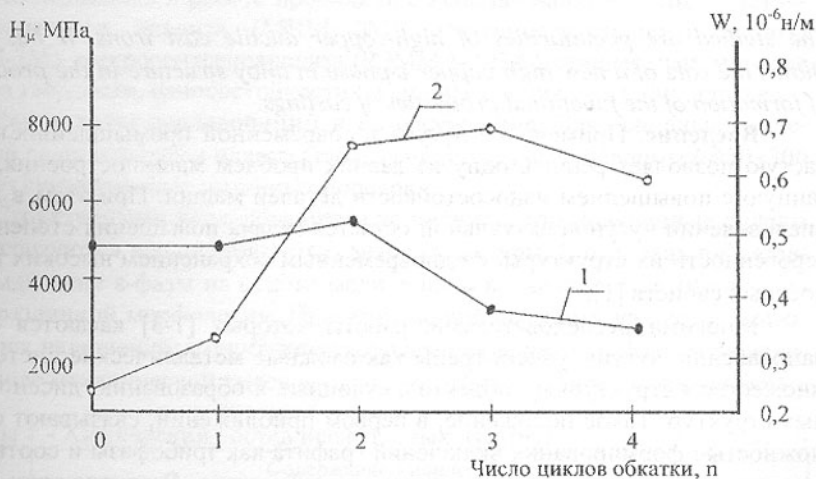


Рис. 3. Зависимость микротвердости $H_{ц}$ (1) и коэффициент вязкости W (2) от числа циклов обкатки n

В заключении следует отметить, что после двухкратного поверхностного деформирования покрытия ПГ-СР2 + 10% НПЧ1 существенно

улучшаются триботехнические свойства поверхности. Так, износостойкость покрытия подвергнувшегося трехкратной обкатке, более чем на 60% выше обычного. Поверхностное деформирование покрытия обкаткой приводит к снижению микротвердости, а кроме того увеличивается коэффициент вязкости поверхностного слоя и соответственно растет его трещиностойкость, что существенно для втулок цилиндров судовых двигателей.

Список литературы: 1. Баширов Р.Д. Технология восстановления втулок цилиндров судовых двигателей. Баку. Элм – 2002, стр. 258. 2. Костецкий Б.И., Носовский И.Г., Караулов А.К. Поверхностная прочность материалов при трении. Киев. Техника – 1976, стр. 296.

Сдано в редакцию 9.06.03

Рекомендовано д.т.н., проф. Керекеш Т.

ФОРМИРОВАНИЕ СТРУКТУРЫ И СВОЙСТВ ЛИТЫХ КОМПОЗИТОВ, ПОЛУЧЕННЫХ НА ОСНОВЕ СЕРЫХ ВЫСОКОКАЧЕСТВЕННЫХ ЧУГУНОВ С ВЫСОКИМ СОДЕРЖАНИЕМ МЕДИ

Бобро Ю.Г., Парфентьева И.А., Дмитриюк Н.В., Гусачук Д.А.
(ЛПТУ, г. Луцк, Украина)

The studied are peculiarities of high-copper ductile cast irons. It has been shown the role of a new high-copper ε -phase in alloy structure in the processes of formation of the functional properties of castings.

Введение. Применение чугуна в современной промышленности зачастую позволяет решить одну из давних проблем машиностроения, связанную с повышением износостойкости деталей машин. При этом в материаловедении чугунов актуальной остаётся задача повышения степени гетерогенности их структуры, с одновременным сохранением высоких прочностных свойств [1].

Многими исследователями, работы которых [1-3] касаются этого направления, чугуны рассмотрены как сложные металлические системы с множеством структурных объектов, склонных к образованию диссипативных структур. Такое положение, в первом приближении, связывают с возможностью формирования включений графита как трибофазы и соответствующим повышением триботехнических параметров. Развитие этих представлений, о сложном состоянии чугунов на всех структурных уровнях, может быть найдено при усложнении флуктуационной картины, путём легирования элементами, не склонными к значительному растворению в железоуглеродистой матрице. Результатом подобного воздействия является

формирование в структуре чугунов комплекса трибофаз и получение, таким образом, литых композитных материалов высокой износостойкости.

Цель и постановка задачи исследований. Главной целью представленной работы было раскрыть закономерности формирования структуры и трибосвойств серых высококачественных чугунов при средних и высоких добавках меди (5...15 % мас. Cu).

Задачи исследований состояли в: изучении процесса кристаллизации и формирования литой структуры композитов; исследовании природы и морфологии трибофаз и, в частности, высокомедистой ϵ -фазы; исследовании триботехнических и других свойств.

Методика исследований. Серию опытных сплавов получали в индукционной печи ЛПЗ-67. В качестве основных шихтовых материалов применяли перекрестный низкокремнистый чугун, стальной и чугунный лом. Легирование медью проводили в два этапа: большую её часть вводили с шихтовыми материалами, остальное количество в расплав при его перегреве на 200...400 °С над линией ликвидус. При перегреве в жидкий чугун, для повышения его склонности к графитизации, вводили 75 %-ый ферросилиций, с расчетом достижения конечных концентраций кремния, обычных для серых промышленных чугунов. Перед разливкой чугуна в тrefо-видные песчано-глинистые формы проводили модифицирование на сферидный графит Cu-Mg лигатурой.

Исследования в работе проводили с использованием методов металлографического анализа (МИМ-10М), рентгеноструктурного анализа (ДРОН-3М), микрорентгеноанализа (РЭММА-103А), стандартных методов анализа твердости, износостойкости (схема испытания — «вал-вкладыш»).

Результаты исследований и их обсуждение. Для основных исследований были отобраны плавки (табл. 1) цилиндрической формы ($\varnothing 30 \times 300$ мм), без существенных литейных пороков.

Структурными исследованиями установили, что полученные сплавы характеризуются неоднородностью литой структуры. В отливках наблюдается выделение ϵ -фазы на основе меди, в виде включений золотистого оттенка различной морфологии. При этом можно выделить два доминирующих типа включений: структурно свободные включения ϵ -фазы и включения в виде механической смеси фаз, состоящей из графита и ϵ -фазы ($\Gamma + \epsilon$).

Таблица 1 - Химический состав исследуемых чугунов

№№ плавов	Содержание элементов, % мас.						
	C	Si	Mn	Cu	P<	S<	Mg
1	2,92	2,77	0,10	4,61	0,10	0,05	0,025
2	2,81	2,80	0,25	8,53	0,10	0,05	0,035
3	2,88	2,73	0,11	11,15	0,10	0,05	0,030
4	2,61	2,50	0,11	15,40	0,10	0,05	0,032

Особенностью строения полученных ЛКМ является достаточно регулярное распределение включений $\Gamma+\epsilon$ и формирование их в компактной, чаще сферической форме в виде оболочки вокруг первичных кристаллитов графита (рис.1). Объемное количество сфероидов $\Gamma+\epsilon$ наибольшее (табл.2) среди присутствующих в отливках выделений. Данные микрорентгеноанализа показывают, что химическая природа таких включений может существенно отличаться от структурно свободных включений ϵ -фазы, состав которых установлен в предыдущих работах [5].



Рис. 1. Структура отливок типичная для плавов 2-4:
а – общий вид, $\times 100$; б – сфероидное включение $\Gamma+\epsilon$, $\times 400$

Таблица 2 - Характеристика литой структуры ЛКМ

Объект структуры	Количество для плавов, % об.				Размер включе- ния, мкм	Химический состав, % мас. **				
	1	2	3	4		эле- мент	для плавов			
							1	2	3	4
α -фаза	82,64*	51,23*	36,79*	20,70*	-	Cu	1,26	1,11	0,97	1,55
γ -фаза	5,05*	7,23*	17,10*	29,40*	-	Cu	7,26	6,87	7,72	7,86
Fe ₃ C (в составе ледобурита)	8,10	31,20	35,40	38,50	-	Cu	2,44	1,54	3,11	3,67
Графит	2,20	-	-	-	5...20	-	-	-	-	-
Свободные включения ϵ - фазы	0,81	1,83	2,65	4,05	до 50	Fe	1,64	1,60	1,58	1,75
						Cu	98,02	98,04	98,10	97,90
						Si	0,20	0,15	0,17	0,20
						Mn	0,14	0,21	0,15	0,15
						S	-	-	-	-
Сфероиды $\Gamma+\epsilon$ (40% Γ +60% ϵ)	1,20	8,51	8,06	7,35	100...150	Fe	4,45	4,93	4,76	5,03
						Cu	91,06	90,13	90,43	90,50
						Si	0,91	1,71	1,65	1,13
						Mn	0,60	0,66	0,55	0,50
						S	-	2,57***	2,61***	2,84***
Расчетное содержание меди в плавке, %							3,13	8,45	10,24	12,44

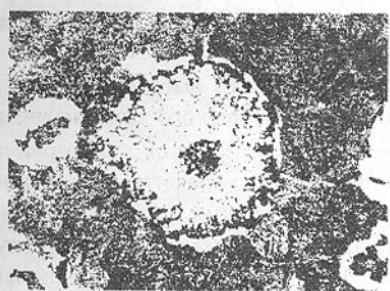
* - значения получены с учетом данных рентгеноструктурного анализа (ДРОН-3М). ** - данные микрорентгеноанализа (РЭММА-102А). *** - в центре включения.

* – значения получены с учетом данных рентгеноструктурного анализа (ДРОН-3М). ** – данные микрорентгеноанализа (РЭММА-102А). *** – в центре включения.

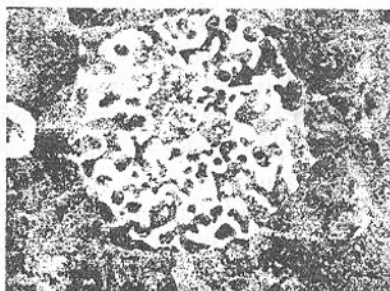
Высокое содержание меди приводит к возникновению особой структуры расплавов чугунов, концентрация кремния в которых превышает 1...1,5 %. При концентрации меди свыше 4 % мас. в расплаве обнаруживается множество дисперсных выделений медистой жидкости в виде капель эмульсии. Расчеты показывают, что кремний, в данном случае, может выступать как элемент эмульгатор, и принятые его концентрации полностью удовлетворяют условию эмульгирования металлических расплавов, установленному в работе [6].

Эксперименты показывают также, что формирование сфероидов $\Gamma+\epsilon$ наблюдается только при концентрациях меди свыше 6 % мас. Причем их возникновение, при относительно плавном повышении содержания меди, происходит лавинообразно с резким увеличением их объемного количества в отливках при 8...10 % Cu. Одновременно с этим наблюдается уменьшение количества ледебурита, по отношению к сплавам со средним содержанием меди (≈ 6 %), т. е. известный [7] отбеливающий эффект меди, при высоких её концентрациях и появлении сфероидов $\Gamma+\epsilon$, уменьшается.

Как показали исследования, для полученных ЛКМ можно применить всю гамму традиционных методов термической обработки чугунов. Во всех случаях, включения $\Gamma+\epsilon$ являются достаточно термостабильными, их форма и характер распределения не изменяется. Однако, при отжиге, по контуру включения (рис. 2, а) может выделяться тонкий слой ϵ -фазы с низким содержанием Fe, что указывает на уменьшение растворимости меди в металлической матрице ЛКМ и диффузионный характер подобных выделений. Установлено, также, что при высоких температурах аустенизации (>950 °C) происходит растекание ϵ -фазы по границам зерен аустенита, с образованием разветвленных включений (рис. 2, б) на месте бывшего сфероида $\Gamma+\epsilon$.



а



б

Рис. 2. Сфероиды $\Gamma+\epsilon$ нормализованных ЛКМ (плавки 2-4). $\times 400$
а – аустенизация при 860...900 °C, б – аустенизация >950 °C

Данные, полученные в экспериментах, говорят о высокой износостойкости разработанных сплавов, в особенности, со структурой нижнего бейнита. Наибольшие значения этого параметра (0,003 г/км при давлении 2,5 МПа и скорости скольжения 1 м/с) наблюдается для 8...10 % Cu, т. е. при выделении наибольшего количества сфероидов $\Gamma+\epsilon$. Установлено также, что высокая износостойкость ЛКМ достигается за счет формирования особой субструктуры поверхностного и приповерхностного слоев при трении (рис.3). Как показывают результаты рентгеновского анализа, значения основных параметров тонкой кристаллической структуры укладываются в известную трибологическую схему [8], связанную с изменением плотности дислокаций (ρ), размеров блоков (D), микронапряжений (ϵ) и количества γ -фазы.

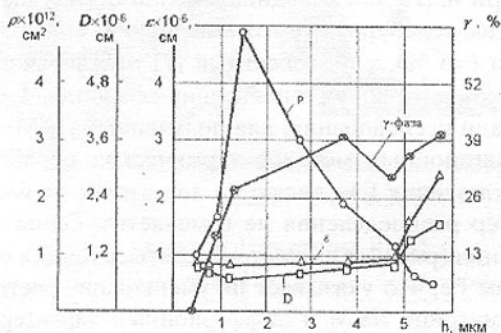


Рис. 3. Изменения параметров субструктуры по глубине слоя трения (h) чугуна (8,53 % Cu) со структурой нижнего бейнита

Интенсивное накопление микронапряжений наблюдается на глубине 4...5 мкм от поверхности трения, т. е. для полученных ЛКМ проявляется усталостный (подкорочный) вид износа, который является более предпочтительным для подобного рода материалов.

Выводы. Формирование структуры и свойств высококомедистых чугунов связано с образованием особого морфологического типа выделений ϵ -фазы — сфероидов $\Gamma+\epsilon$. Данные включения формируются при первичной кристаллизации сплавов, путем захвата аустенито-графитных колоний и частичного прохождения перитектической реакции. Дифференциация структуры ЛКМ наблюдается как на микро- так и на макроуровне. По сути, характер композитной структуры наблюдается и для самих включений $\Gamma+\epsilon$, и практически может отвечать закону антисимметрии (40 % Γ + 60 % ϵ -фазы). При этом термообработкой, для общей структуры высококомедистых чугунов, можно достичь выполнения закона субсимметрии (1:3) по количеству присутствующих трибофаз ($\Gamma+\epsilon$ -фаза+сфероиды($\Gamma+\epsilon$)). Это позволяет представить особый тип структуры высококачественных легиро-

ванных чугунов, наделенных широкой гаммой функциональных свойств.

Список литературы: 1. Бобро А.Ю., Бобро Ю.Г. Сьогодення і майбутнє чавунів як ливарних композитних матеріалів.// Ідея.- № 4-5.- 1996/1997.- С.263-277. 2. Кириевский Б.А., Изюмова Т.К. Хромистый чугун оптимизация состава и структуры.// МЛУ.- 1994.- № 4-5.- С.19-27. 3. Загуловский С.С., Иванова Р.К., Кезик В.Я., Литые композиционные материалы. - К.: Техніка, 1990. - 240 с. 4. Бобро Ю.Г., Бобро А.Ю., Тихонович В.И., Виноградова О.І. Деякі аспекти синергетики в трибології чавунів (огляд).// МОМ.- 1997.- № 1.- С.3-8. 5. Бобро Ю.Г., Парфентьева И.А., Гусачук Д.А. Структура и морфология ε-фазы высокомедистых чугунов // Процессы литья.- № 4.-2001.- С.21-23. 6. Христенко В.В., Кириевский Б.Л. Расчёт параметров уравнений равновесия между жидкими фазами в системах с областью несмешиваемости в жидком состоянии.// Процессы литья.- 1999.- № 4.- С. 3-11. 7. Сильман Г.И., Тейх В.А., Сосновская Г.С. Медь в отливках из чугуна с пластинчатым и шаровидным графитом.// Литейн. пр.- 1975.- №10.- С.8-9. 8. Бобро Ю.Г., Тихонович В.И., Бобро А.Ю. Управление структурой металлической матрицы износостойких чугунов // Сб. Процессы литья. - К.: ИПЛ, 1990.- № 1.- С. 31-35.

Сдано в редакцию 5.06.03

Рекомендовано д.т.н., проф. Керекеш Т.

ВЛИЯНИЕ ФИЗИЧЕСКИХ И ХИМИЧЕСКИХ ВОЗДЕЙСТВИЙ, ПРИМЕНЯЕМЫХ В ПРОЦЕССЕ ИЗВЛЕЧЕНИЯ СИНТЕТИЧЕСКИХ АЛМАЗОВ, НА ПОКАЗАТЕЛИ КАЧЕСТВА АЛМАЗНОГО СЫРЬЯ

**Богатырева Г.П., Невструев Г.Ф., Ильницкая Г.Д., Олейник Н.А.,
Базалий Г.А. (ИСМ НАНУ, г.Киев, Украина)**

The results of an investigation into the effects of chemical destruction and mechanical fracture of a diamond-graphite material on the strength uniformity and form factor of the recovered diamond raw material.

Порошки сверхтвёрдых материалов находят широкое применение в различных технологических процессах машиностроения и камнеобработки. Получение алмазных порошков представляет сложный многоступенчатый процесс, включающий синтез, извлечение, классификацию и сортировку алмазов.

Хотя качество алмазных порошков в основном определяется условиями синтеза, существенное влияние на них оказывают химические и физические воздействия, применяемые при извлечении алмазного сырья, а

также используемые способы его сортировки.

Согласно ДСТУ 3292-95 [1] марку алмазному порошку присваивают по средней прочности, которая не учитывает степень однородности порошка. Как известно [2], наибольшая эффективность работы инструмента достигается при его оснащении порошком с максимальной однородностью по прочности и определенным показателем коэффициента формы.

В процессе извлечения синтетического алмаза из спеков (многофазный и прочный конгломерат, состоящий из алмаза, неперекристаллизовавшегося графита и металлической составляющей) образуются дисперсные системы продукта синтеза (ПС). Основной задачей является создание условий, обеспечивающих наибольшую контрастность свойств составляющих системы, которые гарантируют эффективное извлечение алмаза [3]. Известен широкий спектр способов извлечения и очистки синтетических алмазов, при которых продукт синтеза подвергается многократным физическим и химическим воздействиям [4,5,6]. Выбор способа обуславливается исходным составом ПС, задачами, поставленными перед исследователями и потребителями. Недостатками известных способов являются применение экологически вредных веществ, трудоемкость процесса и возможные потери мелких алмазов.

В ИСМ НАН Украины разработан ряд высокоэффективных ресурсосберегающих технологий комплексной переработки алмазосодержащего сырья [7], обеспечивающих извлечение алмазов при минимальной экологической опасности. Классическим и широко применяемым в промышленности является способ, включающий химическую дезинтеграцию смесью серной и азотной кислот продукта синтеза после удаления металлической составляющей (алмазно-графитовый материал).

Поиск альтернативного способа дезинтеграции позволил обосновать целесообразность промышленного применения механической дезинтеграции алмазно-графитового материала путем дробления в универсальной роторной дробилке конструкции ИСМ НАН Украины.

Ранее нами было исследовано влияние различных способов разрушения (механического, ультразвукового или электрогидравлического) алмазно-графитового материала на качество алмазного сырья. Показано, что эти способы не снижают качество синтезированного алмазного сырья, обеспечивают условия для разрушения агрегативных частиц алмазов, а также алмазов с пониженной прочностью [8]. Однако, до настоящего времени не рассмотрен вопрос о влиянии физических и механических воздействий, прилагаемых к ПС в процессе извлечения алмаза; на показатели коэффициента формы и однородности по прочности извлекаемого сырья.

Целью настоящей работы является исследование влияния способов дезинтеграции алмазно-графитового материала на качества алмазных порошков по показателю однородности по прочности и величину коэффици-

ента формы зерен алмаза.

Исследования проведены на продукте синтеза, предназначенном для изготовления алмазных порошков марок АС15 и выше, и извлеченном из него алмазном сырье.

Методика исследования заключалась в следующем: партию ПС подружили, растворили в ней металлическую составляющую, разделили на две части и одну часть дезинтегрировали химическим методом, другую – механическим в универсальной роторной дробилке. Далее провели гравитационное обогащение полученных дисперсных систем. Из полученного концентрата удалили неперекристаллизовавшийся графит, окислив его смесью серной и хромовой кислот, провели контрольную химическую очистку. Извлеченное алмазное сырье было рассеяно, определен его гранулометрический состав и – показатель прочности при статическом сжатии всего диапазона полученных зернистостей (рис 1, 2). Для зернистостей 250/200, 160/125 и 100/80 были определены: показатель прочности при статическом сжатии, коэффициент формы, марка алмазных порошков, коэффициент однородности по прочности. Далее алмазные порошки зернистостей 250/200, 160/125 и 100/80 были рассортированы по форме на вибростоле [9] на семь продуктов и определены: показатель прочности при статическом сжатии, коэффициент формы, марка алмазных порошков, коэффициент однородности по прочности.

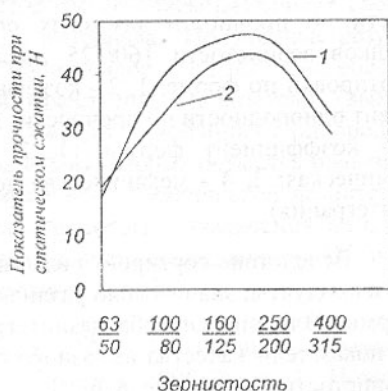
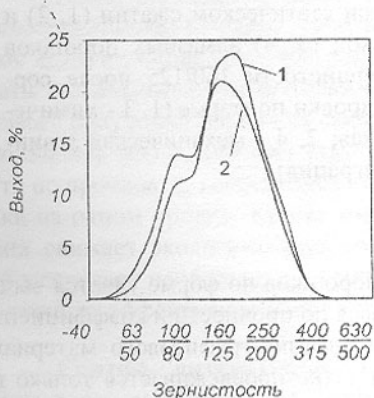


Рис. 1. Гранулометрический состав алмазного сырья:

1-химическая дезинтеграция;
2-механическая дезинтеграция.

Рис. 2. Показатель прочности при статическом сжатии алмазного сырья различных зернистостей:

1-химическая дезинтеграция;
2-механическая дезинтеграция.

В качестве примера на рис. 3, 4 приведены данные для порошка зернистостью 160/125. При исследовании применены методики [1,10].

По результатам исследований установлено, что способы дезинтеграции алмазно-графитового материала не повлияли на характеристики качества алмазов всего диапазона зернистостей. Независимо от способа извлечения алмазов коэффициент однородности по прочности алмазных порошков зернистостей 250/200, 160/125, 100/80 находится на уровне 10 – 16 %, коэффициент формы зерен колеблется в пределах 1,20 – 1,27 усл. ед. Следовательно, полученное алмазное сырье может быть отнесено к маркам алмазных порошков AC32-AC65.

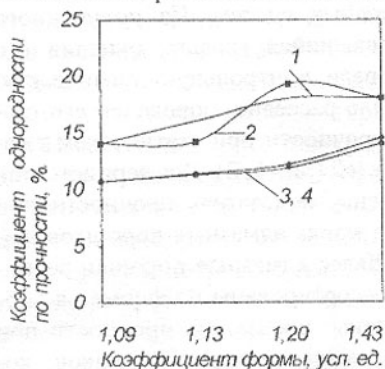


Рис. 3. Коэффициент формы алмазных зерен и коэффициент однородности по прочности алмазных порошков зернистости 160/125 после сортировки по форме: 1, 2 - коэффициент однородности по прочности; 3, 4 - коэффициент формы; (1, 3 - химическая; 2, 4 - механическая дезинтеграция).

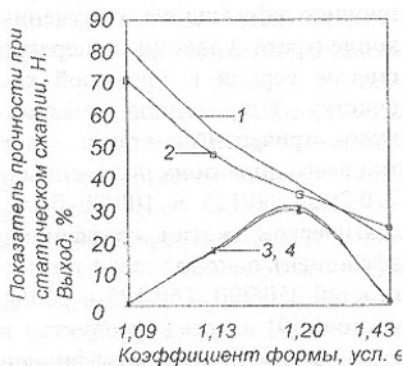


Рис. 4. Показатель прочности при статическом сжатии (1, 2) и выход (3, 4) алмазных порошков зернистости 160/125 после сортировки по форме (1, 3 - химическая; 2, 4 - механическая дезинтеграция)

Вследствие сортировки алмазных порошков по форме удается выделить продукты, значительно различающиеся по прочности и коэффициенту формы. Влияние способа дезинтеграции алмазно-графитового материала на показатели качества алмазного сырья четко прослеживается только на зернистости 100/80 (рис. 5, 6).

Сортировка алмазных порошков, зернистости 100/80, полученных из алмазного сырья по технологии с механической дезинтеграцией, этой зернистости, позволяет получить продукты, которым может быть присвоены марки AC20 (продукт №7) – AC100 (продукт №1) с коэффициентом формы 1,46 – 1,10 усл. ед. соответственно и коэффициентом однородности по прочности на уровне 18 – 20 %, в отличие от алмазных порошков, полученных с применением химической дезинтеграции, ($K_{\phi} = 1,34 - 1,08$ усл. ед.; $K_{од.} = 14 - 14$ %, соответственно).

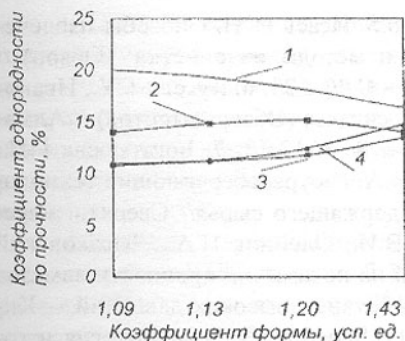


Рис. 5. Коэффициент формы алмазных зерен и коэффициент однородности по прочности алмазных порошков зернистости 100/80 после сортировки по форме: 1, 2 - коэффициент однородности по прочности; 3, 4 - коэффициент формы (1, 3 - химическая; 2, 4 - механическая дезинтеграция).

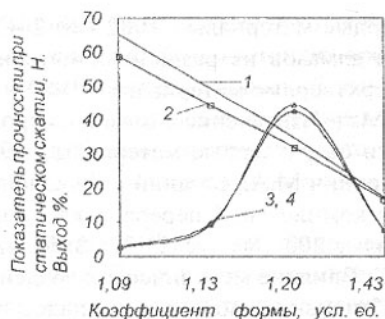


Рис. 6. Показатель прочности при статическом сжатии (1, 2) и выход (3, 4) алмазных порошков зернистости 100/80 после сортировке по форме: 1 - химическая дезинтеграция; 2 - механическая дезинтеграция.

Таким образом, проведен сопоставительный анализ характеристик качества алмазного сырья, полученного с применением различных способов дезинтеграции алмазно-графитового материала. Полученные результаты свидетельствуют: использование обоих видов дезинтеграции обеспечивает получение алмазных порошков, качественные показатели (выход, показатель прочности при статическом сжатии, коэффициент однородности по прочности, коэффициент формы зерен) которых остаются практически на одном уровне. Кроме того, применение механической дезинтеграции снижает экологическую опасность технологии извлечения алмазов, обеспечивает наибольшую контрастность свойств составляющих ПС и гарантирует эффективное извлечение алмазного сырья.

Список литературы: 1. ДСТУ 3292-95 Порошки алмазные синтетические.-Киев:ГОССТАНДАРТ Украины, 1996.-70 с. 2. Новиков Н.В., Г.П. Богатырева Г.П., Невструев Г.Ф., Ильницкая Г.Д. Оптимизация единой системы технологии от синтеза алмазов до их использования// Сверхтв. материалы, 2001,№6.- с 19-22. 3. Богатырева Г.П., Майстренко А.Л., Олейник Н.А., Базалий Г.А., Гвяздовская В.Л.// Формирование дисперсных систем при извлечении алмазов из продуктов их синтеза// Сверхтв. материалы, 2003,№2.- с. 3-10. 4. Путятин А.А. Никольская И.В., Калашников Я.А. Химические методы извлечения алмазов из продуктов синтеза // Сверх

твердые материалы.- 1982.- № 2.-С.20-28.5. Исаев Р. Н. Способы извлечения алмазов из различных материалов и методы их очистки: (Обзор) // Сверхтвердые материалы. – 1989. - № 2. – С.30 – 33. 6. Кугель Т.У., Иванова М.Л. Извлечение алмазов из продукта синтеза (Обзор патентов) // Алмазы и сверхтвердые материалы.- 1982.- № 8.- С.12-13. 7. Богатырева Г.П., Маринич М.А., Базалий Г.А., Олейник Н.А. Ресурсосберегающие технологии комплексной переработки алмазосодержащего сырья// Сверхтв. материалы, 2001,№6.- с 23-33. 8. Мальнев В.И., Олейник Н.А., Лысаковский В.С. Влияние механических воздействий на показатели прочности алмазов // Изменение свойств материалов под действием высоких давлений. – Киев: ИПМ АН УССР, 1986. – С. 51-56. 9. Никитин Ю.И. Технология изготовления и контроль качества алмазных порошков.- Киев:Наук.думка,1984.-264 с. 10. СТП 090.042-00 Метод определения коэффициента однородности шлифпорошков из синтетических алмазов по показателю статической прочности.- Киев ИСМ НАН Украины, 2000.-8с.

Сдано в редакцию 9.06.03

Рекомендовано д.т.н., проф. Калафатова Л.П.

ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ ОСОБЕННОСТИ ОТДЕЛОЧНО-УПРОЧНЯЮЩЕЙ ОБРАБОТКИ ЛОПАТОК КОМПРЕССОРА

Богуслаев В.А., Бень В.П., Пухальская Г.В.

(ОАО "Мотор Сич", ЗНТУ, г. Запорожье, Украина)

In this article consideration is being given to the influence of integrated hardening the 1-st stage blades of compressor from titanium alloys BT3-M on building up residual stresses, structures and fatigue strength.

Лопатки компрессора, работающие при воздействии знакопеременных нагрузок и центробежных сил, являются наиболее нагруженными деталями газотурбинного двигателя (ГТД) и в значительной мере определяют его ресурс. Поэтому обеспечение надежности и повышение сопротивления усталости лопаток является актуальной задачей, решаемой на финишных операциях технологического процесса.

Проведенный анализ показал, что в эксплуатации имеются случаи усталостных разрушений лопаток происходящих из-за повреждений при соударении с посторонними предметами, а также вызванных эрозионными и фреттинг-коррозионными процессами, которые могут усиливаться или частично ослабляться при определенных сочетаниях характеристик поверхностного слоя. При этом имеют место случаи усталостных разрушений из-за наличия технологических микродефектов. Следует отметить, что наиболее слабым местом на лопатках компрессора двигателей Д-36 и ТВ3-117 является входная кромка.

Несущая способность лопаток во многом зависит от сочетания благоприятных характеристик поверхностного слоя (особенно в тонких кромках), которые должны нейтрализовать концентрацию напряжений, создаваемую различными микродефектами и эксплуатационными повреждениями. До настоящего времени не решена проблема деформационного упрочнения пера лопаток из титановых сплавов с тонкими кромками из-за их перенаклепа.

Объектами исследований являлись лопатки III-й ступ. компрессора низкого давления (КНД) двиг. Д-36 из сплава ВТЗ-1 и I-й ступ. компрессора двиг. ТВЗ-117 из сплава ВТ8М, которые наиболее часто подвергаются повреждениям в эксплуатации.

Сплавы ВТЗ-1 и ВТ8М имеют высокие характеристики прочности и пластичности, способны их сохранить при длительной эксплуатации, однако, как и все титановые сплавы, очень чувствительны к наличию концентраторов напряжений.

При изготовлении лопаток компрессора для нейтрализации концентрации напряжений от технологических микродефектов, эрозионных и других эксплуатационных повреждений применяют отделочно-упрочняющие методы: виброполирование (ВП), ультразвуковое (УЗУ) и пневмодробеструйное (ПДУ) упрочнение шариками [1].

При люминисцентном контроле лопаток, прошедших операцию виброполирования, в отдельных случаях выявляются царапины, которые наносятся осколками вибротел с острыми кромками, которые «раскололись» в процессе работы. Царапины устраняются ручным полированием. При контроле собственных частот колебаний лопаток также применяют ручное полирование прикорневой зоны, если собственная частота колебаний лопатки больше допустимой ($\nu > \nu_{\text{доп}}$) или полируют верхнюю часть пера лопатки, если $\nu < \nu_{\text{доп}}$.

На поверхности виброполированных лопаток были зафиксированы следы (риски) "местного" ручного полирования (рис. 1), которые после ультразвукового упрочнения шариками практически полностью исчезли. На поверхности видны лунки от ударов шариков. Шероховатость имеет неопределенную ориентацию. В результате пневмодробеструйного упрочнения на поверхности лопаток, образовалась так называемая ячеистая структура, которая отличается плавным микрорельефом. Ячейки представляют своего рода микрогалтели, снижающие локальную концентрацию напряжений от следов ручного полирования.

После ультразвукового упрочнения на кромках в отдельных местах появляются заусенцы из-за перенаклепа, которые устраняются ручным полированием. Бывают отдельные случаи «поперечного» полирования кромок лопаток, упрочненных ультразвуковым методом, что сопровождается образованием рисок — технологических концентраторов напряжений

(рис. 2). Пневмодробеструйное упрочнение, при котором происходит скользящее соударение шариков с поверхностью лопатки, практически не меняет характер микрорельефа кромок лопаток. (см. рис. 2, в)

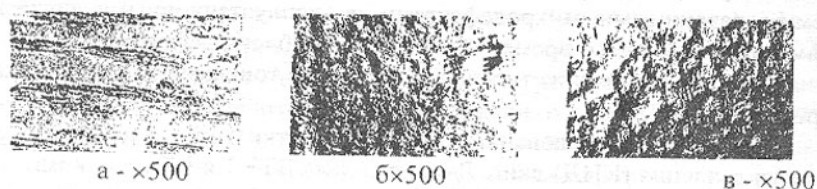


Рис. 1. Текстура поверхности после:
а – "местного" ручного полирования; б – УЗУ; в – ПДУ.

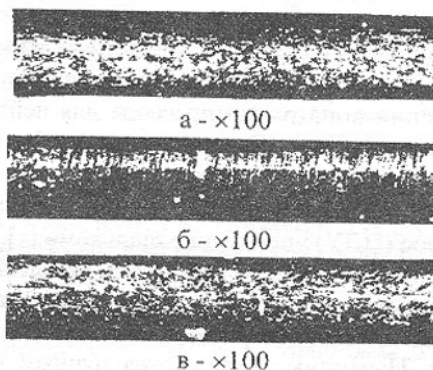


Рис. 2. Рельеф поверхности входных кромок лопаток после: а – ВП;
б – ручного полирования ("поперечного") после УЗУ; в – ПДУ.

Определение шероховатости поверхности на спинке лопаток производили путем снятия профилограмм. Характер профилограмм свидетельствует о практически одинаковом уровне шероховатостей при более сглаженном микропрофиле после упрочнения шариками, что снижает концентрацию напряжений от следов обработки. При этом получить профилограмму с поверхности кромки лопатки не представляется возможным. Поэтому для измерения шероховатостей на отдельных участках поверхности входной и выходной кромок был применен микроскоп МИС-11.

Полученные данные по шероховатости свидетельствуют о значительном ухудшении микропрофиля поверхности после ручной переполровки кромок (табл. 1), вызванной необходимостью снятия заусенцев и восстановления геометрии кромок после УЗУ.

При исследовании наклепа определяли микротвердость поверхности на спинке и кромках лопаток; замеры микротвердости производили на приборе ПМТ-3 при нагрузке на алмазную пирамиду 0,5Н.

Результаты исследований (табл. 1) показали, что УЗУ и ПДУ обеспечивают одинаковую степень наклепа – 17%.

Таблица 1 - Значения параметров шероховатости и наклепа

Метод обработки	Входная кромка (R_z), мкм	Спинка (R_z), мкм	Спинка (H_n^H), мкм	Спинка (H_n^H), мкм	N, %
УЗУ	8,4	2,7	4380	3750	17
ВП	3,6	2,4	4300	3800	13
ПДУ	4,0	2,5	4470	3850	17

Исследование фазового состава (табл. 2) было проведено безэталоным методом рентгеноструктурного количественного анализа, основанном на сравнении интенсивностей линий исследуемых фаз. Для оценки изменения количества β -фазы использовали четкий дифракционный максимум 200, полученный на установке ДРОН-1 в монохроматизированном $\text{CuK}\alpha$ - излучении. Этот максимум был выбран по той причине, что на него не накладываются максимумы других фаз.

Таблица 2 - Значения β - фазы и параметра решетки α

Метод обработки	β , %		$\alpha \cdot 10^{-10}$, м	
	спинка	вх. кромка	спинка	вх. кромка
УЗУ	10	7,1	3,234	3,236
ВП	9,2	8,6	3,232	3,235
ПДУ	7,0	4,5	3,24	3,241

Поверхностное деформационное упрочнение уже сформированной лопатки вносит определенные изменения в количество и значение параметра β - фазы. Количество β - фазы при деформационных воздействиях (УЗУ и ПДУ) продолжает уменьшаться, однако уже не столь заметным образом, как на стадии изготовления лопаток.

Наибольшее снижение количества β - фазы происходит при использовании ПДУ. Причем, максимальному снижению количества β - фазы соответствует и максимальное повышение параметра α , что свидетельствует об увеличении плотности дефектов атомно-кристаллической структуры. Переход из β в α - фазу при упрочнении тонкого поверхностного слоя вызывает увеличение объема деформированного металла, что является причиной образования сжимающих остаточных напряжений.

Остаточные напряжения (рис 3.), распределенные в поверхностном слое образцов, вырезанных электроэрозионным способом из пера лопаток, измеряли на приборе ПИОН-2 [2].

Как видно из рис. 3 после УЗУ и ПДУ уровень остаточных напряжений на лопатках из сплавов ВТ3-1 и ВТ8 находится в пределах 350...390

МПа, после ВП – 250...280 МПа. Наибольшая глубина залегания остаточных напряжений наблюдается после УЗУ – 140...170 мкм.

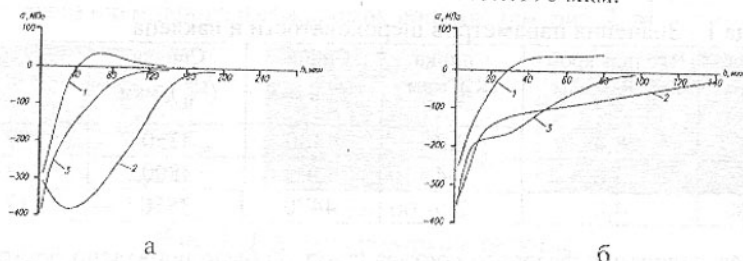


Рис. 3. Распределение остаточных напряжений в образцах из сплава ВТЗ-1 (а) после: 1 – ВП; 2 – УЗУ; 3 – ПДУ; (б) – сплава ВТ8М (1 – ВП; 2 – УЗУ; 3 – ПДУ).

Сопоставление различных технологических вариантов осуществляли по результатам испытаний на усталость лопаток КНД из сплава ВТЗ-1 при температуре 293°К и симметричном цикле нагружения на базе $N=10^8$ цикл. (табл. 3)

Таблица 3 - Статистические показатели параметров выносливости

Наименование параметров	Технологический вариант финишной обработки		
	ВП	ВП+УЗУ	ВП+ПДУ
σ_{-1} , МПа	425	450	450
S_{jeN}	0,938	0,593	0,274
коэффициент корреляции	-0,366	-0,458	-0,876

Результаты испытаний в табл. 3 показывают, что после ВП пера лопаток предел выносливости достигает 425 МПа и наблюдается наибольшее рассеяние долговечности. Вероятно, такие параметры выносливости вызваны недоупрочнением поверхности пера, поскольку глубина упрочненного слоя колеблется в пределах 30...40 мкм, а также возможным шаржированием металла абразивными гранулами.

Применение после ВП пневмодробеструйного упрочнения пера приводит как к повышению предела выносливости, так и к уменьшению рассеивания долговечности, что положительно отразится на несущей способности и ресурсе лопаток. Ультразвуковое упрочнение характерно более значительным рассеянием долговечности по сравнению с ПДУ.

Для повышения износостойкости деталей в настоящее время в машиностроении применяют диффузионные покрытия в плазме тлеющего разряда с получением на поверхности нитридных и карбидных фаз [4].

Перо лопаток I-й ступ. компрессора из сплава ВТ8М, окончательно обработанных ВП и ПДУ, подвергли ионно-плазменному азотированию

(ИПА) по следующему режиму: температура 550°C; состав насыщающей среды: 9% - азот; 86% - аргон; 5% - водород; $\tau=10$ мин; давление $P=240$ Па.

Микроструктура поверхностного слоя (рис. 4) показала отсутствие следов пластической деформации и сдвига фазового состава в сторону растворения β -фазы (альфирования) в процессе ионного азотирования.



Рис. 4 Микроструктура поверхностной зоны ($\times 500$) лопатки после ПДУ и последующего ионно-плазменного азотирования

Ионно-плазменное азотирование привело к снижению σ_1 виброполированных лопаток с 555 МПа до 464 МПа (вероятность разрушения $P=50\%$; испытания на базе 20 млн. циклов по методу "лестницы"). При этом предел выносливости лопаток, обработанных ПДУ, уменьшился с 620 МПа до 550 МПа.

Таким образом, проведенные исследования показали, что комплексное упрочнение (ПДУ+ИПА) повышает несущую способность лопаток компрессора за счет нейтрализации неблагоприятного влияния концентрации напряжений от технологических микродефектов и эрозионных повреждений.

Список литературы: 1. Богуслаев В.А., Яценко В.К., Гармаш А.В. Пневмодробеструйное упрочнение лопаток ГТД // Пробл. прочности. - №8, 1995. - С.91-94. 2. Биргер И.А. Остаточные напряжения. М.: Машиностроение, 1963. - 232 с. 3. Богуслаев В.А., Пухальская Г.В., Рубель О.В. Технологические ресурсы повышения выносливости лопаток компрессора ГТД // Авиационно-космическая техника и технология. Сб. научных трудов. «Тепловые двигатели и энергоустановки». - Вып. 9. - Харьков «ХАИ», 1999. - С. 341-345. 4. Каплун В.Г., Пастух И.М. Ионные технологии нанесения диффузионных покрытий в плазме тлеющего разряда // Нові матеріали і технології в металургії та машинобудуванні, 2001. - №2. - С. 73-75.

Сдано в редакцію 4.06.03

Рекомендовано д.т.н., проф. Малышко И.А.

НЕКОТОРЫЕ АКТУАЛЬНЫЕ ЗАДАЧИ МЕХАНИКИ МАНИПУЛЯТОРОВ МИНИМАЛЬНОЙ МАССЫ

Бохонский А. И., Варминская Н. И. (СНТУ, г. Севастополь, Украина)

Optimal manipulator movement formed by pneumatic drive are proposed in this article. Relative oscillation caused by resilient systems optimal movement from initial state to final one are investigated there too.

Использование исполнительных органов (ИО) манипуляторов минимальной массы снижает металлоемкость конструкций и энергетические затраты на рабочие операции, но их податливость ухудшает точность позиционирования и производительность. Эти характерные особенности ИО должны учитываться в методике расчета и проектирования.

Первый этап состоит в решении собственно задач оптимального проектирования, т.е. в поиске минимума массы (или объема) материала конструкции при ограничениях (на прочность, жесткость и другие).

Новые задачи возникают в связи с необходимостью устранения перемещений центра масс схвата с грузом, обусловленных упругими деформациями ИО. Актуальны задачи функционирования манипуляторов малой жесткости, в частности, задачи оптимального управления переносным движением руки (с устранением колебаний в точке позиционирования).

Некоторые новые закономерности колебания упругих систем можно выявить при исследовании оптимального переносного движения, возбуждающего колебания. В [1..5] даны решения задач управления переносным движением руки манипулятора, найден и такой закон движения, который обеспечивает состояние покоя центра масс схвата с грузом для нежесткой руки манипулятора в конце ее движения (отсутствие колебаний). Обраще-но внимание на существование одного класса управлений переносным движением, которые обеспечивают абсолютный покой упругих объектов в конечном положении.

Необходимы дальнейшие исследования оптимальных движений манипуляторов малой жесткости. Переносное движение должно выбираться с учетом динамических свойств упругой системы. Проиллюстрируем алгоритм поиска управления таким движением на достаточно простом примере. Если, например, ускорение основания осциллятора принять в виде

$$U_e(t) = A \sin pt, \quad (1)$$

то скорость и соответственно перемещение переносного движения запишутся в виде:

$$V_e(t) = -\frac{A}{p} \cos pt + C, \quad S_e(t) = -\frac{A}{p^2} \sin pt + Ct + D. \quad (2)$$

Постоянные C и D определяются из условий

$$t_1 = T = \frac{2\pi}{p}, \quad V_e\left(\frac{2\pi}{p}\right) = 0, \quad S_e\left(\frac{2\pi}{p}\right) = L, \quad (3)$$

где t_1 - время движения; L - общее перемещение объекта в переносном движении. Тогда из (2) и (3) следует:

$$-\frac{A}{p} + C = 0, \quad L = \frac{2\pi A}{p^2} + D. \quad (4)$$

При этом с учетом $S_e(0) = 0$ находится

$$A = \frac{Lp^2}{2\pi}. \quad (5)$$

С использованием (4) и (5) выражения (1) и (2) записываются как

$$U_e(t) = \frac{Lp^2}{2\pi} \sin pt, \quad V_e(t) = -\frac{Lp}{2\pi} \cos pt + \frac{Lp}{2\pi}, \quad S_e(t) = -\frac{L}{2\pi} \sin pt + \frac{Lpt}{2\pi}. \quad (6)$$

Характерно, что в моменты времени $t = 0$ и $t = t_1$ скорость и ускорение переносного движения равны нулю (рисунок 1). Полученный закон (6) переносного движения $S_e(t)$ дальше используется при анализе относительного движения (колебаний) систем.

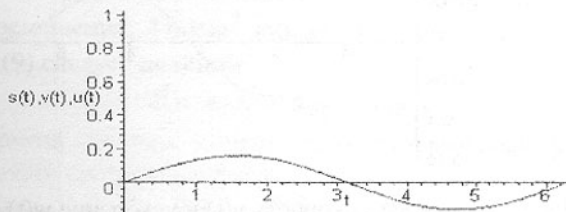


Рис. 1. Перемещение $s(t)$, скорость $v(t)$ и ускорение $u(t)$ в переносном движении

Для системы с одной степенью свободы дифференциальное уравнение относительного движения (по отношению к подвижной системе координат) в векторном виде записывается как $m\ddot{\vec{x}}_r = \vec{\Phi}_e + \vec{F}_{ym}$,

а в скалярном виде (в проекциях на подвижную ось):

$$\frac{d^2 x_r}{dt^2} + k^2 x_r = -A \sin pt, \quad (7)$$

где $k^2 = \frac{c}{m}$ - квадрат частоты собственных колебаний; c - коэффициент жесткости; m - сосредоточенная масса; $A = \frac{Lp^2}{2\pi}$ - амплитудное значение

ускорения основания (на единицу массы); $p = \frac{2\pi}{T}$. Движение осциллятора начинается из состояния покоя (при $t = 0$, $x_r(0) = 0$, $\dot{x}_r(0) = 0$). Перемещение, скорость и ускорение в относительном движении определяются в результате решения уравнения (7):

$$x_r = \frac{A}{k^2 - p^2} \left[\frac{p}{k} \sin kt - \sin pt \right], \quad \dot{x}_r = \frac{A}{k^2 - p^2} [p \cos kt - p \cos pt],$$

$$\ddot{x}_r = \frac{A}{k^2 - p^2} [-pk \sin kt + p^2 \sin pt]. \quad (8)$$

Для исключения резонанса предполагается, что $\frac{k}{p} \geq 2$. Графики зависимостей (8) (рисунок 2) построены для исходных данных: $k = 2.0 \text{ c}^{-1}$; $p = 1.0 \text{ c}^{-1}$; $A = \frac{1}{2\pi} \text{ м/с}^2$.

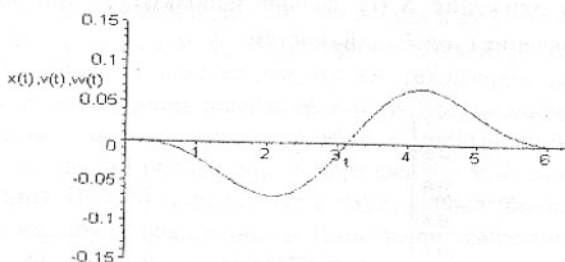


Рис. 2. Перемещение $x(t)$, скорость $v(t)$ и ускорение $w(t)$ в относительном движении

Характерно, что при $t_1 = \frac{2\pi}{p}$ перемещение, скорость и ускорение в относительном движении равны нулю. Итак, упругий осциллятор движется из исходного состояния абсолютного покоя в конечное состояние абсолютного покоя, т.е. в переносном и относительном движении в начале и в конце пути скорость и ускорение равны нулю.

Выполнение условия кратности частот позволяет устранить колебания по всем модам в момент окончания переносного движения. Роль высших мод колебаний важна для систем со многими степенями свободы, но алгоритм проектирования систем с кратными частотами можно проиллюстрировать на примере системы с двумя степенями свободы.

Отметим, что время переносного движения системы не может быть меньше либо равно периоду основного тона колебаний. В общем случае

оно должно быть кратно периоду основного тона, что устраняет резонанс и обеспечивает отсутствие колебаний в конце движения.

Отметим, что для устранения колебаний руки манипулятора по высшим модам необходимо выполнить условия кратности собственных частот. Алгоритм проектирования системы с такими частотами иллюстрируется на примере руки с тремя степенями свободы (изображена на рисунке 3).

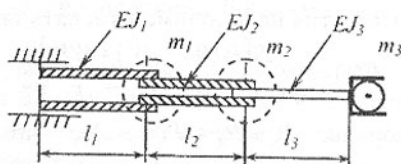


Рисунок 3 — Схема телескопической руки

Частотный определитель записывается как

$$\begin{vmatrix} \delta_{11}m_1 - \lambda & \delta_{12}m_2 & \delta_{13}m_3 \\ \delta_{21}m_1 & \delta_{22}m_2 - \lambda & \delta_{23}m_3 \\ \delta_{31}m_1 & \delta_{32}m_2 & \delta_{33}m_3 - \lambda \end{vmatrix} = 0, \quad (9)$$

где m_1, m_2, m_3 — сосредоточенные массы; $\delta_{11}, \delta_{12}, \delta_{13}, \delta_{21}, \delta_{22}, \delta_{23}, \delta_{31}, \delta_{32}, \delta_{33}$ — удельные перемещения; $\lambda = 1/\omega^2$ или $\omega = 1/\sqrt{\lambda}$, ω — частота собственных колебаний. Из (9) следует полином

$$\lambda^3 + A_2\lambda^2 + A_1\lambda + A_0 = 0, \quad (10)$$

которому, с другой стороны, соответствует сопряженный факторизованный, учитывающий кратность корней

$$(\lambda - \lambda_1)(\lambda - n\lambda_1)(\lambda - n^2\lambda_1) = 0, \quad (11)$$

где λ_1 — наименьший корень; n — целое число (кратность). Из (7) после преобразований получено:

$$\lambda^3 - (\lambda_1 + n^2 + n)\lambda_1\lambda^2 + (1 + n + n^2)n\lambda_1^2\lambda - n^3\lambda_1^3 = 0. \quad (12)$$

Из равенства коэффициентов в (11) и (12) следует система нелинейных алгебраических уравнений, которая дополнена геометрическим соотношением:

$$\begin{aligned} \lambda_1^2 + n^2\lambda_2 + n\lambda_1 + A_2 &= 0, \quad \lambda_1^2n^2 + n\lambda_1^2 + n^3\lambda_1^2 - A_1 = 0, \quad n^3\lambda_1^3 + A_0 = 0, \\ l_1 + l_2 + l_3 &= l. \end{aligned} \quad (13)$$

Параметры A_1, A_2, A_3 выражаются через удельные перемещения и сосредоточенные массы. В качестве неизвестных приняты: l_1, l_2, l_3, λ_1 .

Пример. Исходные данные: $l = 1$ м; $n = 1000$. Результат расчета: $l_1 = 0,03$ м; $l_2 = 0,038$ м; $l_3 = 0,959$ м; $\lambda_1 = 0,15 \cdot 10^{-12} \text{ с}^2$. При найденных разме-

рах звеньев достигается заданная кратность частот собственных колебаний руки.

Для практической реализации оптимального переносного движения (вида $v(t) = a \sin^{2n+1}(k_1 t)$, где $a = 3\pi b / t_1^2$, $t_1 = 2\pi / k_1$; $k_1 = k / (n+1)$; $n = 1, 2, 3$; b – общее перемещение; t_1 – время движения) получен закон изменения площадей дроссельных отверстий пневмопривода. При наполнении камеры пневмопривода из магистрали на первом участке движения площадь дроссельного отверстия необходимо изменять так:

$$f_1(t) = \frac{\pi S (\dot{P}_* (W_0 + W) + \dot{W} P_*)}{0,006 d^2 P_M \sqrt{1 - P_*} P_M R T}, \quad (14)$$

где S – площадь поршня; $P_* = P_A + P(t)$, P_A – атмосферное давление; $P_* = U(t)/S$ – давление (помимо атмосферного) на единицу массы перемещаемого груза; $\dot{P}_*$ – производная; d – диаметр поршня; P_M – давление в магистрали; W_0 – начальное значение координаты, определяющей положение поршня; $W(t)$ – координата для положения поршня в любой момент времени; $\dot{W}$ – скорость.

Следует отметить, что манипуляторы минимальной массы необходимы при выполнении сборочных операций в космическом пространстве.

Список литературы: 1. Бохонский А.И. Управляемое деформирование твердых тел. Динамические системы. Межведомственный науч. сб. – Симферополь: КФТ, 1999. – С. 30-36. 2. Бохонский А.И. Колебания телескопической руки при оптимальном вращательном движении. – Вестник СевНТУ. – Вып. 23. – Севастополь, 2000. – С.54-58. 3. Бохонский А.И. Оптимальное переносное движение упругих систем. – Вестник СевНТУ. – Вып. 38. – Севастополь, 2002. – С.33-38. 4. Бохонский А.И. Управляемое упругое деформирование твердых тел. Сб. науч. тр. Сев. гос. техн. ун.-та. – Вып. 1. – Севастополь, 1995. – С. 47-57. 5. Бохонский А.И. Управляемые колебательные процессы в механике. – Вестник СевНТУ. – Вып. 25. – Севастополь, 2000. – С. 24-29.

Сдано в редакцию 5.05.03

Рекомендовано д.т.н., проф. Параскив Д.

ЗАДАЧИ УПРАВЛЕНИЯ ДЕФОРМИРОВАНИЕМ ЗАГОТОВОК МАЛОЙ ЖЕСТКОСТИ ПРИ ТОКАРНОЙ ОБРАБОТКЕ

Бохо́нский А.И., Шми́дт Л.А. (СевНТУ, г.Севастополь, Украина)

The analysis of elastic shiftings formation, originating at turning, of detailes a small rigidity is conducted. The inaccuracies origination at turning of nonrigid

part blanks is reviewed. For adopted quality criteria and limitations the problems of optimum control by deformation of nonrigid part blanks are resolved. The implementation of controlled deformation nonrigid part blanks with the help of pneumatic drives is offered.

Упругие деформации нежестких заготовок, вызванные силой резания при точении, создают значительные трудности для автоматизации производства. Уменьшение погрешностей обработки может быть достигнуто уменьшением упругих перемещений заготовки, вызванных ее деформациями.

Исследования Д.Н.Решетова, А.П.Соколовского, Б.С. Балакшина, Б.М.Базрова, К.С.Колева и др. показывают, что в процессе обработки возникают деформации, вызываемые влиянием вращающихся деталей станков, патронов, хомутиков, поводков и непосредственно обрабатываемых заготовок. Перемещения детали и центра приводят к смещению собственной оси детали (проведенной через центровые отверстия) относительно оси вращения шпинделя. Величина упругого перемещения детали, вызванная действием окружного усилия, уменьшается по мере приближения к задней бабке. В результате этого ось обработанной поверхности детали окажется повернутой относительно оси детали, проведенной через ее центровые отверстия [1], точнее – отсутствует упругое перемещение заготовки по направлению силы резания.

В [2-4] предложены способы управления точностью формообразования, основанные на управлении упругодеформируемым состоянием нежестких заготовок при силовом управляющем воздействии. Для достижения заданной точности обработки нежестких деталей необходима такая система автоматического управления, в которой обрабатывается практически недеформируемая заготовка [4]. Теоретический и практический интерес представляет задача об экстремуме объема снятого материала для обеспечения заданной точности формы детали после обработки.

Для нежестких деталей характерно прежде всего образование погрешности формы, а именно отклонение от цилиндричности (седловидность и бочкообразность) вследствие влияний упругих перемещений заготовки и податливости опор.

Рассмотрим образование погрешности в виде бочкообразности, обусловленной упругими изгибными деформациями нежесткого вала в процессе токарной обработки. Бочкообразная форма, как известно, появляется при достаточно жестких центрах и максимальном прогибе нежесткой заготовки в среднем сечении. Схема заготовки с учетом обработки изображена на рисунке 1.

В соответствии с рисунком возможна следующая аналитическая зависимость для толщины срезаемого слоя:

$$\delta(x) = \delta_0 + k_1 x - k_2 x^2, \quad (1)$$

где коэффициенты k_1 и k_2 определяются из краевых условий вида:

$$\text{при } x=l/2, \quad \delta(l/2) = \delta_1; \quad \text{при } x=l, \quad \delta(l) = \delta_0. \quad (2)$$

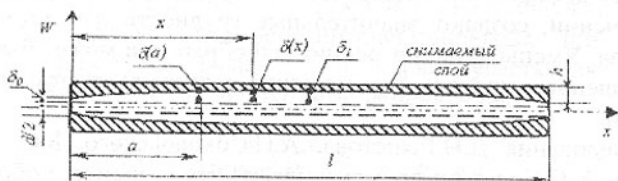


Рис. 1. Схема образования бочкообразности

Из (1) с учетом (2) следует система линейных алгебраических уравнений

$$\begin{cases} k_1 l/2 - k_2 l^2/4 = \delta_1 - \delta_0, \\ k_1 l - k_2 l^2 = 0, \end{cases}$$

из которой находятся k_1 и k_2 и тогда выражение (1) принимает вид:

$$\delta(x) = \delta_0 - \frac{3\delta_0 - 4\delta_1}{l} x + \frac{2(\delta_0 - 2\delta_1)}{l^2} x^2,$$

где l — длина заготовки.

Определение общего объема снятого материала сводится к вычислению интегралов.

1. Объем заготовки после обработки равен:

$$V_1 = \int_0^l s(x) dx = \frac{4}{5} \pi (\delta_0 - 2\delta_1)^2 l - \pi l (3\delta_0 - 4\delta_1) (\delta_0 - 2\delta_1) + \frac{1}{3} \pi \left[4 \frac{\left(\frac{1}{2} d + \delta_0 \right) (\delta_0 - 2\delta_1)}{l^2} + \frac{(3\delta_0 - 4\delta_1)^2}{l^2} \right] l^3 - \pi l \left(\frac{1}{2} d + \delta_0 \right) (3\delta_0 - 4\delta_1) + \pi l \left(\frac{1}{2} d + \delta_0 \right)^2,$$

где $s(x) = \pi \left[\frac{d}{2} + \delta(x) \right]^2$ — площадь поперечного сечения детали; d — требуемый диаметр детали.

2. Общий объем заготовки до обработки с учетом припуска h равен

$$V_2 = \pi \left[\frac{d}{2} + h \right]^2 l.$$

3. Объем снятого в процессе обработки металла определяется как разность объемов:

$$\Delta V = V_2 - V_1 = \pi \left(\frac{1}{2} d + h \right)^2 \cdot l - \frac{4}{5} \pi (\delta_0 - 2\delta_1)^2 l + \pi (3\delta_0 - 4\delta_1)(\delta_0 - 2\delta_1) - \\ - \frac{1}{3} \pi \left(4 \frac{\left(\frac{1}{2} d + \delta_0 \right) (\delta_0 - 2\delta_1)}{l^2} + \frac{(3\delta_0 - 4\delta_1)^2}{l^2} \right) l^3 + \pi \left(\frac{1}{2} d + \delta_0 \right) (3\delta_0 - 4\delta_1) - \\ - \pi l \left(\frac{1}{2} d + \delta_0 \right)^2.$$

Предельное требуемое значение ΔV определяется из выражения:

$$\Delta V_{\max} = \pi \left[\frac{d}{2} + h \right]^2 \cdot l - \pi \frac{d^2}{4} \cdot l = \pi l \left[\frac{d^2}{4} + dh + h^2 - \frac{d^2}{4} \right] = \pi h l (d + h).$$

Текущий объем, снятый на участке $a \geq x \geq 0$, вычисляется по формуле:

$$\Delta V(a) = \pi \left[\frac{d}{2} + h \right]^2 \cdot a - \pi \int_0^a \left[\frac{d}{2} + \delta(x) \right]^2 dx = \\ = \pi \left(\frac{1}{2} d + h \right)^2 a - \frac{4}{5} \frac{\pi (\delta_0 - 2\delta_1)^2 a^5}{l^4} + \frac{\pi (3\delta_0 - 4\delta_1)(\delta_0 - 2\delta_1) a^4}{l^3} - \\ - \frac{1}{3} \pi \left(4 \frac{\left(\frac{1}{2} d + \delta_0 \right) (\delta_0 - 2\delta_1)}{l^2} + \frac{(3\delta_0 - 4\delta_1)^2}{l^2} \right) a^3 + \frac{\pi \left(\frac{1}{2} d + \delta_0 \right) (3\delta_0 - 4\delta_1) a^2}{l} - \\ - \pi l \left(\frac{1}{2} d + \delta_0 \right)^2 a,$$

где a — координата силы резания.

По полученным аналитическим зависимостям представляется возможность вычислить объем материала, который не был снят ввиду деформаций заготовки и по существу образует погрешность обработки в виде бочкообразности:

$$\Delta V_* = V_1 - \pi \frac{d^2}{4} \cdot l = \frac{4}{5} \pi (\delta_0 - 2\delta_1)^2 l + \pi (3\delta_0 - 4\delta_1) (\delta_0 - 2\delta_1) + \\ + \frac{1}{3} \pi \left[4 \frac{\left(\frac{1}{2} d + \delta_0 \right) (\delta_0 - 2\delta_1)}{l^2} + \frac{(3\delta_0 - 4\delta_1)^2}{l^2} \right] - \pi \left(\frac{1}{2} d + \delta_0 \right) (3\delta_0 - 4\delta_1) + \\ + \pi \left(\frac{1}{2} d + \delta_0 \right)^2 - \frac{1}{4} \pi d^2 l.$$

Таким образом, для ликвидации бочкообразности в процессе обработки необходимо стремиться к минимизации величины ΔV_* либо к максимизации ΔV .

Бочкообразность образуется в связи с упругим отжатием нежесткой заготовки в процессе обработки, уменьшением силы резания и, как следствие, уменьшением толщины срезаемого слоя. В первом приближении для силы резания можно записать [3] выражение:

$$P_y = \tau_m k_3 b (h - \delta(a)),$$

где τ_m - напряжение текучести при срезе; k_3 - безразмерный коэффициент, обобщенно учитывающий процесс стружкообразования при резании; b - ширина срезаемого слоя; h - припуск на обработку. Дальше зависимость между величиной упругого перемещения заготовки (прогибом) и функцией $\delta(a)$, которая характеризует погрешность обработки при точении в достаточно жестких центрах (без учета их деформаций), записывается как:

$$|W(a)| = \frac{\tau_m k_3 b [h - \delta(a)] (l - a)^2 a^2}{3EJ}. \quad (3)$$

Из (3) выражение для $\delta(a)$ при $a = l/2$ принимает вид:

$$\delta_1 = \delta(l/2) = D \cdot W(l/2) - h,$$

где $D = 48EJ / \tau_m k_3 b l^3$.

Таким образом, параметр δ_1 , характеризующий бочкообразность, пропорционален максимальному упругому перемещению детали (стреле прогиба), т.е. с увеличением прогиба растет погрешность заготовки. С ликвидацией упругого перемещения заготовки по направлению силы резания путем силового воздействия должны устраняться соответствующие погрешности обработки.

Силовые управления деформированием различных типов деталей малой жесткости могут быть реализованы пневмоприводами с использованием дросселирования. Определив аналитическую зависимость, характеризующую изменение во времени площади дроссельного отверстия в ав-

томатическом режиме (например, в зависимости от координаты, определяющей положение силы резания P_y) и скорость перемещения иглы (для игольчатого дросселя), как функцию времени, можно реализовать управляющее воздействие.

Управляющие воздействия находятся не только на основании методов, разработанных в [3], но и из условия экстремума объема снимаемого в процессе обработки припуска.

Список литературы: 1. Базров Б.М. Технологические основы проектирования самоподнастраивающихся станков. - М: Машиностроение, 1978. - 247с. 2. Бохонский А.И., Рыжкова Н.П. Об уменьшении погрешностей автоматической токарной обработки нежестких деталей. // Автоматизация производственных процессов в машиностроении и приборостроении.: Сб.науч.тр. - Львов, 1985.-Вып.24.- С.10-17. 3. Бохонский А.И., Вохмянин А.Н. Управление деформированным состоянием нежестких валов с целью снижения погрешностей автоматической токарной обработки. // Известия вузов. Сер.Машиностроение.-1992.-№4-6.-С.129-135. 4. Бохонский А.И., Вохмянин А.Н. Управление деформированием нежестких деталей при токарной обработке: Монография.-Севастополь:Изд-во СевГТУ,1999.-240с.

Слано в редакцию 6.05.03

Рекомендовано д.т.н., проф. Параскив Д.

ВЛИЯНИЕ КОМПЛЕКСНОГО УПРОЧНЕНИЯ НА ЭКСПЛУАТАЦИОННУЮ НАДЕЖНОСТЬ КРУПНЫХ КОЛЕНЧАТЫХ ВАЛОВ

Будённый М.М., Любченко А.П., Папкова Г.И.
(ГП "Завод имени Малышева", г. Харьков, Украина)

The effect of tempering, normalization and heat hardening of r.f. current and electric spark alloying of cast crankshafts from high-duty cast iron on the level of residual stresses and fatigue resistance was studied. Was shown that the normalized crankshafts, which were additionally strengthened by electric spark alloying provide good serviceability during the exploitation with steel-aluminum plain bearing.

Коленчатый вал из высокопрочного чугуна с шаровидной формой зёрен графита (ВПЧ) является одной из наиболее нагруженных деталей тепловозных дизелей и практически определяет ресурс работы всего двигателя как по параметрам износостойкости шеек, так и по сопротивлению усталости.

Конструктивные особенности и специфика эксплуатации коленчатых

валов определяют необходимость разработки комплексных методов их упрочнения.

Одним из факторов, характеризующих сопротивление усталости деталей, являются остаточные напряжения. Представляет интерес исследование их распределения в шейках коленчатых валов для оценки эффективности различных методов упрочнения [1].

Для оценки сопротивления валов усталости были проведены испытания натуральных отсеков коленчатых валов при изгибе. Заготовки валов отливали из высокопрочного чугуна с шаровидной формой зёрен графита, модифицированного Mg, следующего химического состава, % : 3,4...3,9 C; 1,9...2,5 Si; 0,8...1,25 Mn; 0,5...1,0 Ni; 0,2...0,5 Mo; 0,05...0,1 Mg; $\leq 0,1$ Cr; $\leq 0,05$ P; $\leq 0,02$ S.

Исследовали следующие варианты упрочнения материала валов:

1. Нормализация с нагревом до 900 ± 20 °C, выдержка 8 ч, ускоренное охлаждение в струе воздуха; отпуск при $t = 610-640$ °C, 8 ч.
2. Закалка шеек ТВЧ, включающая предварительный нагрев до 300-350 °C, нагрев токами высокой частоты до 955-990 °C и охлаждение на воздухе; отпуск при $t = 370 \pm 10$ °C в течение 12 ч.
3. Нормализация и последующее упрочнение шеек методом электроискрового легирования (ЭИЛ) сталью 12X18H10T.

В качестве исходного варианта исследовали валы в отпущенном после отливки состоянии ($t = 680 \pm 20$ °C, выдержка 6 ч, остывание с печью).

Переходные галтели всех валов упрочняли поверхностно-пластическим деформированием (ППД) обкаткой роликами.

Для проведения испытаний на усталость при изгибе использовали универсальную гидравлическую машину с пульсатором, обеспечивающую знакопостоянный цикл нагружения в плоскости одного из кривошипов коленчатого вала. Коэффициент асимметрии цикла выбран равным 0,3. Частота нагружения составляла 7,5 Гц. Уровень максимальной циклической нагрузки определяли путём предварительного тензометрирования при ступенчатом статическом нагружении отсеков коленчатых валов, включающих 4 коренных и 3 шатунных шейки. Характер разрушений при лабораторных испытаниях соответствовал эксплуатационному.

Учитывая сложность геометрии коленчатых валов, для определения локальных остаточных напряжений на поверхности коренных и шатунных шеек применили механический метод отверстий [2]. Сущность данного метода основана на перераспределении напряжений способом рассечения равновесного поля путём сверления отверстия, что позволяет оперативно получить интегральную оценку распределения остаточных напряжений в поверхностном слое. Исследование напряжённого состояния материала производили в зонах I и II (рис. 1). Отличие этих зон заключается в различных условиях теплоотвода при остывании металла в шейке при отливке

и термической обработке.

Измерение деформаций производили с использованием тензорезисторов типа КФ5П1-5-110-Б-12, наклеенных на поверхность шейки, и прибора ИСД-3 с фактической чувствительностью $0,94 \cdot 10^{-5}$ единиц относительной деформации. Термокомпенсационные тензорезисторы клеили аналогично рабочим на образцы из того же материала, что и коленчатый вал. Сверление отверстий производили свёрлами с твердосплавными пластинами. Диаметр отверстия во всех случаях составлял 12 мм, глубина – 20 мм.

Для определения деформаций снимали показания тензорезисторов до и после сверления отверстия. Расчёт значений напряжений производили для розеточных схем по методике [3].

Результаты определения величин осевых (σ_z) и тангенциальных (σ_θ) остаточных напряжений на поверхности шеек коленчатых валов приведены в таблице.

Распределение остаточных напряжений на поверхности отпущенных после отливки валов обусловлено процессами деформирования при остывании литой заготовки. На шатунных шейках деталей в основном имеются растягивающие напряжения как в осевом (σ_z), так и тангенциальном (σ_θ) направлениях.

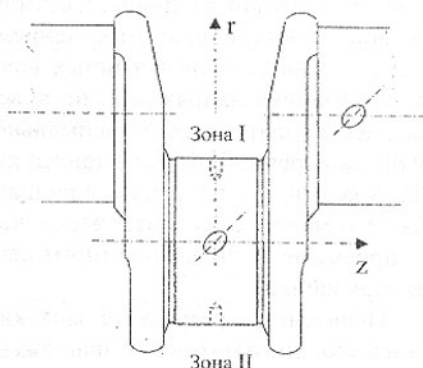


Рис. 1. Зоны исследования остаточных напряжений

Таблица – Значения остаточных напряжений в коленчатых валах

Зона измерения		Способ упрочнения					
		отпуск		нормализация		Закалка ТВЧ	
		σ_z , МПа	σ_θ , МПа	σ_z , МПа	σ_θ , МПа	σ_z , МПа	σ_θ , МПа
Коренные шейки	I	+15...+17	+37...+82	-13...-43	+3...-28	+66...+68	+99...+134
	II	-9...-14	-16...-31	-38...-46	-2...-28	+19...+41	+42...+86
Шатунные шейки	I	+26...+56	+41...+68	-14...-55	-6...-19	+15...+25	+28...+38
	II	+19...+20	+32...+33	-7...-20	+18...-34	+29...+55	+44...+57

Максимальные значения составляют соответственно 56 МПа и 68 МПа. На коренных шейках наряду с растягивающими действуют и небольшие по абсолютной величине (до 31 МПа) сжимающие напряжения.

В распределении остаточных напряжений после нормализации на-

блюдается иная картина. Напряжения во всех случаях являются сжимающими независимо от места измерения, причём средние значения осевых и тангенциальных составляющих напряжений близки между собой. Максимальные значения получены для осевых напряжений (55 МПа) на шатунной шейке и 46 МПа на коренной. Вероятно, решающим фактором формирования эпюр остаточных напряжений в результате нормализации является ускоренное охлаждение валов в процессе остывания.

В поверхностном слое шеек валов, закалённых ТВЧ, получено принципиально иное распределение остаточных напряжений, которые как в осевом, так и в тангенциальном направлении являются растягивающими. Причём тангенциальные напряжения чаще всего в 1,5-2 раза больше осевых по абсолютной величине. Соотношение осевых и тангенциальных составляющих обусловлено отношением размеров диаметра и длины шеек, которое составляет для коренных шеек 2,3, а для шатунных – 1,6. Абсолютная величина напряжений на поверхности коренных шеек чаще всего выше, чем на шатунных. Максимальное значение, зафиксированное на поверхности коренной шейки в тангенциальном направлении, составляет 134 МПа. Аналогичное напряжение на шатунной шейке достигает величины 57 МПа. Это можно объяснить, вероятнее всего, разницей отношения глубины упрочнённого поверхностного слоя (1,5...5 мм) к соответствующему диаметру шейки.

Появление в результате закалки ТВЧ в тонком поверхностном слое растягивающих остаточных напряжений может быть объяснено неблагоприятным соотношением протяжённости закалённого слоя и диаметров шеек, а также относительно малой их длиной. Последнее может служить причиной взаимного влияния двух зон обрыва закалённого слоя (в связи с малой его протяжённостью, составляющей 57 и 76 мм, соответственно, для коренных и шатунных шеек).

Исходя из полученного распределения остаточных напряжений в поверхностном слое как шатунных, так и коренных шеек, можно ожидать, что валы с закалкой ТВЧ будут иметь пониженную усталостную прочность при эксплуатационном нагружении.

Анализ усталостных кривых (рис. 2), представляющих собой результаты лабораторных испытаний, свидетельствует о том, что предел выносливости отсеков коленчатых валов с закалкой ТВЧ (4) составляет 159 МПа, что ниже значений σ_1 не только для нормализованных валов (1), но и отпущенных после литья (3), которые составляют соответственно 170 МПа и 163 МПа.

Применение ЭИЛ нормализованных валов (2) несколько снижает предел выносливости (167 МПа).

Таким образом, исходя из полученных значений пределов выносливости, наиболее приемлемой термической обработкой коленчатых валов

является нормализация, обеспечивающая создание сжимающих остаточных напряжений в поверхностных слоях материала шеек. Последующее применение электроискрового легирования поверхности шеек для повышения их износостойкости приводит к некоторому снижению предела выносливости, однако он превышает σ_{-1} для валов с отпуском.

Эксплуатационные испытания на одноцилиндровых отсеках и развёрнутых изделиях подтвердили результаты лабораторных исследований. Отсеки и валы, упрочнённые закалкой ТВЧ, разрушились при испытаниях, не отработав заданного моторесурса. Коленчатые валы, изготовленные с использованием операции отпуска, выявили недостаточную эксплуатационную надёжность при работе с износостойкими сталеалюминиевыми (АМО1-20) подшипниками скольжения. Валы, подвергнутые нормализации, показали удовлетворительную работоспособность при эксплуатации с бронзобаббитовыми подшипниками скольжения, но недостаточную износостойкость при работе со сталеалюминиевыми вкладышами и подшипниками из бронзы БрС30.

Повышение работоспособности в паре с вкладышами из материала сталь — сплав АМО1-20 достигнуто путём дополнительного упрочнения электроискровым легированием нормализованных коленчатых валов. Валы отработали на двигателях типа Д100 и Д80 без поломок в течение заданного ресурса времени.

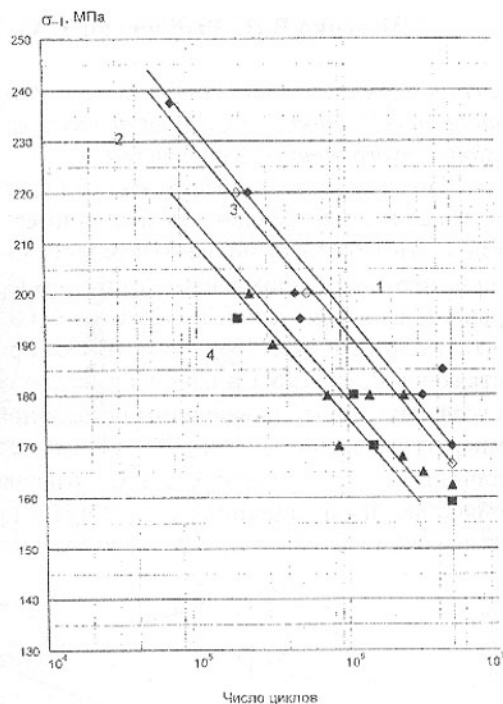


Рис. 2. Влияние способа упрочнения на предел выносливости отсеков коленчатых валов: 1 — нормализация; 2 — нормализация, ЭИЛ; 3 — отпуск; 4 — закалка ТВЧ

Список литературы: 1. Чепа П. А., Андрияшин В. А. Эксплуатационные свойства упрочнённых деталей. — Минск: Наука и техника, 1988. — 192 с. 2. Биргер И. А. Остаточные напряжения. — М.: Машгиз, 1963. — 232

ВЛИЯНИЕ ТЕМПЕРАТУРЫ ЭКСПЛУАТАЦИИ ДЕТАЛЕЙ НА РЕЛАКСАЦИОННУЮ СТОЙКОСТЬ ДИСЛОКАЦИОННОЙ СТРУКТУРЫ МАТЕРИАЛА

Бутенко В.И., Рыбинская Т.А. (ТРТУ, г. Таганрог, Россия)

The results of experimental researches of influence of temperature and external loading on relaxational stability of dislocational structure of materials of pairs friction of hydropumps are considered.

При эксплуатации гидронасосов чрезвычайно важную роль на процесс изнашивания деталей пар трения имеет температура в зоне трения. В связи с этим были выполнены исследования изменения величины остаточной плотности дислокаций $\Delta\rho$ от температуры эксплуатации, которая варьировалась в диапазоне от -25°C до $+100^{\circ}\text{C}$. Исследования проводились на сталях 38ХМЮА, Х18Н9Т и 110Г13Л при начальной внешней нагрузке растяжения $P_{\text{нач}} = 196\text{Н}$ и конечной нагрузке $P_{\text{к}} = 49\text{Н}$. На рис. 1 приведены графики изменения величины остаточной плотности дислокаций $\Delta\rho$ от температуры эксплуатации $T^{\circ}\text{C}$. Прямо пропорциональная зависимость величины $\Delta\rho$ от температуры $T^{\circ}\text{C}$ позволяет управлять релаксационной стойкостью дислокационной структуры в процессе эксплуатации деталей и назначении условий их работы в узлах трения.

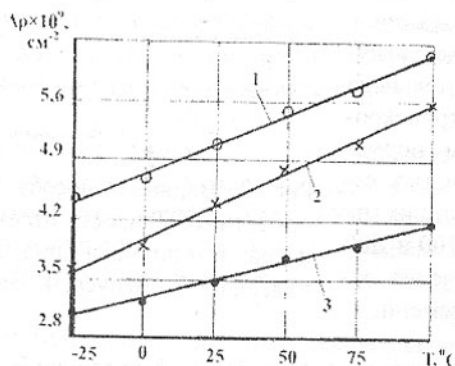


Рис. 1. Изменение величины остаточной плотности дислокаций $\Delta\rho$ от температуры эксплуатации $T^{\circ}\text{C}$ для стали 38ХМЮА (прямая 1), Х18Н9Т (прямая 2) и 110Г13Л (прямая 3 при $P_{\text{нач}} = 196\text{Н}$ и $P_{\text{к}} = 49\text{Н}$)

Были выполнены исследования величины остаточной плотности дислокаций $\Delta\rho$ от начальной внешней нагрузки $P_{нач}$ и температуры нагрева материала $T^{\circ}C$ при нулевой внешней нагрузке. Результаты исследований подтверждают закономерное изменение величины остаточной плотности дислокаций $\Delta\rho$ от одновременного изменения внешней нагрузки растяжения $P_{нач}$ и температуры $T^{\circ}C$ (рис.2).

Анализ гистограмм изменения величины остаточной плотности дислокаций $\Delta\rho$ от внешней нагрузки $P_{нач}$ и температуры $T^{\circ}C$ дал основание сделать вывод о том, что характер кристаллического строения материала оказывает существенное влияние на релаксационную стойкость дислокационной структуры материала в процессе его эксплуатации.

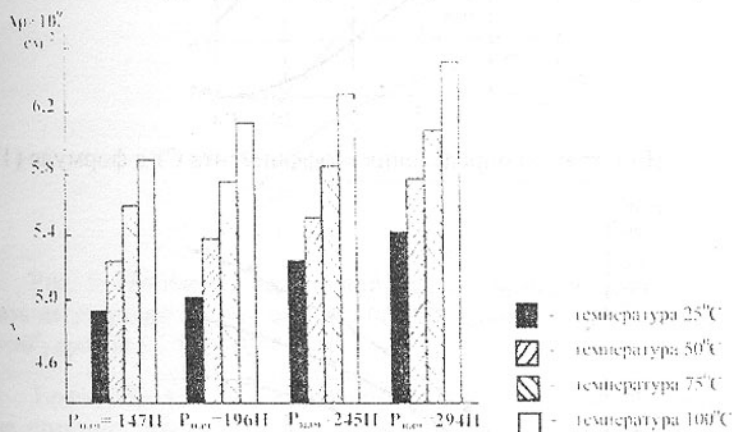


Рис. 2. Гистограммы изменения величины остаточной плотности дислокаций $\Delta\rho$ от внешней нагрузки $P_{нач}$ и температуры для стали 38ХМЮА

Исследованиями установлено, что у конструкционных сталей с преимущественной ГЦК кристаллической решеткой релаксационная стойкость дислокационной структуры значительно медленнее уменьшается, чем у сталей с преимущественной ОЦК кристаллической решеткой при одних и тех же условиях эксплуатации ($P_{нач}$, $T^{\circ}C$) [1]. Одновременно было получено эмпирическое выражение, связывающее относительную величину K_{Δ} со скоростью скольжения трущихся пар $V_{ск}$ и давлением p :

$$K_{\Delta} = C_T \cdot V_{ск}^x \cdot p^y, \quad (1)$$

где C_T - коэффициент, зависящий от механических свойств материалов трущихся пар, их кристаллических решеток и температуры эксплуатации; значения коэффициента C_T могут быть определены по номограмме (рис. 3), построенной по результатам 250 экспериментов;

$V_{ск}$ - скорость скольжения пар трения, м/с;

p - давление пар трения, МПа;

x, y - показатели степени, принимаемые для сталей с ОЦК кристаллической решеткой $x=1,15$; $y=0,85$; для сталей с ГЦК кристаллической решеткой $x=1,35$; $y=1,05$;

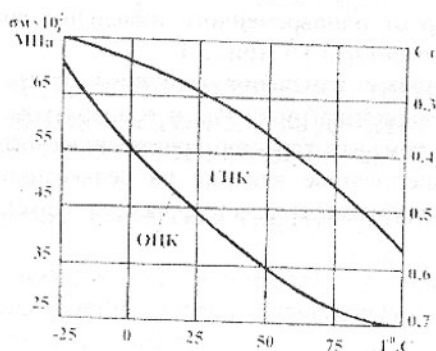


Рис. 3. Номограмма определения коэффициента St в формуле (1)

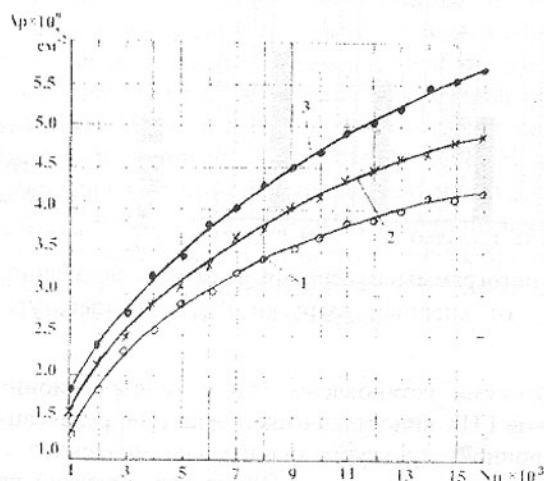


Рис. 4. Изменение остаточной плотности дислокаций $\Delta\rho$ от числа циклов нагружений $N_{ц}$ для стали 38ХМЮА: кривая 1 — $T^{\circ}C=25^{\circ}$; кривая 2 — $T^{\circ}C=50^{\circ}$; кривая 3 — $T^{\circ}C=75^{\circ}$

Установив нагревательное устройство в установке для испытания материалов на выносливость [2], было исследовано влияние температуры на изменение величины остаточной плотности дислокаций $\Delta\rho$ от числа циклов нагружения для сталей 38ХМЮА и 110Г13Л при начальном растягивающем нагружении $P_{нач} = 98Н$ и конечном $P_k = 196Н$. Результаты исследований приведены на рис. 4 и 5. Их анализ дает основание сделать

вывод о том, что повышение температуры эксплуатации ведет к резкому возрастанию величины остаточной плотности дислокаций $\Delta\rho$, а следовательно, к снижению релаксационной стойкости дислокационной структуры материала. Особенно большое влияние оказывает изменение температуры на величину остаточной плотности дислокаций для сталей с ГЦК кристаллической решеткой (рис.5), что необходимо учитывать при выборе конструкционных материалов для конкретных условий эксплуатации.

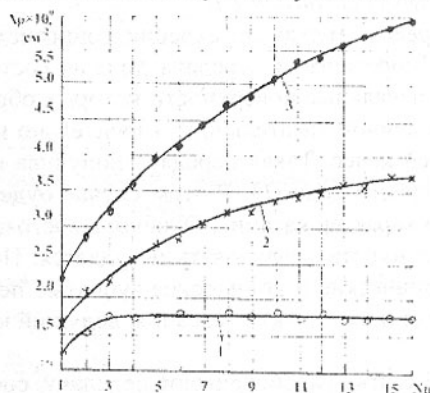


Рис. 5. Изменение остаточной плотности дислокаций $\Delta\rho$ от числа циклов нагружений N_u для стали 110Г13Л: кривая 1 – $T^0C=25^0$; кривая 2 – $T^0C=50^0$; кривая 3 – $T^0C=75^0$

Таким образом, использование технологами и эксплуатационниками на практике результатов выполненных исследований при учете одновременного влияния температуры эксплуатации и внешней нагрузки дает возможность реально осуществлять управление релаксационной стойкостью дислокационной структуры конструкционных материалов, используемых в гидронасосах, обеспечивая им наивысшую износостойкость и прочность.

Список литературы: 1. Бутенко В.И., Рыбинская Т.А. Влияние способа механической обработки детали на релаксационную стойкость дислокационной структуры материала //Материалы международного н-т семинара «Практика и перспективы развития институционального партнерства». Том 2. Донецк-Таганрог, 2003. С. 43-51. 2. Бутенко В.И. Высокопрочные и сверхпрочные состояния металлов и сплавов. Таганрог: Изд-во ТРТУ, 2003. 219с.

Сдано в редакцию 27.05.03

Рекомендовано д.т.н., проф. Михайлов А.Н.

ГИПЕРБОЛОИДНАЯ ЗУБЧАТАЯ ПЕРЕДАЧА С ЛИНЕЙНЫМ КОНТАКТОМ

Витренко В.А., Кириченко И.А., Белозерова В.В., Витренко А.В.
(ВНУ им. В.Даля, г. Луганск, Украина)

Hyperbola tooth-gear consisting of cylinder involute profile wheel and a half of noninvolute profile wheel is considered.

Зубчатая передача между перекрещивающимися валами называется гиперboloидной. Теоретически передача должна состоять из двух гиперboloидных колес, начальные поверхности которых образованы вращением их общей прямолинейной касательной относительно перекрещивающихся в пространстве осей колес. Такая передача получила название гиперboloидной передачи первого рода [1]. В этом случае будет реализован между зубьями линейный характер касания. Однако, в настоящее время такую передачу в промышленности реализовать не удастся. Поэтому передачу заменяют на цилиндрические и конические зубчатые передачи. В этом случае реализуется точечный характер касания, ведущий к снижению несущей способности.

Авторы этой статьи рассматривают передачу, состоящую из цилиндрического колеса с эвольвентным профилем и гиперboloидного колеса с неэвольвентным профилем, сконструированным, начиная от горлового сечения, в правую или левую сторону. Такая передача получила название гиперboloидной передачи второго рода с линейным контактом [1]. Однако, эта передача в технике не реализована из-за неумения изготовить гиперboloидное колесо.

На рис.1 изображена схема обработки наружных однополостных гиперboloидов вращения на зуборезном станке и вид по стрелке А [2]. Обрабатываемая деталь 1 закреплена в центрах 2, установленных на столе 3 и в поддерживающей стойке 4. Деталь приводят во вращение и производят обработку вращающейся фрезой 5. Ось фрезы повернута на угол φ относительно обрабатываемой детали. Стол 3 имеет радиальную подачу на фрезу до упора 6. В этом случае получится заготовка несимметричная относительно горлового сечения. Докажем это положение. Для этого была взята цилиндрическая фреза шириной $l = h \cos \varphi = 96 \text{ мм}$. При этом $h = 48 \text{ мм}$ - ширина заготовки, $\varphi = 60^\circ$. Диаметр заготовки был принят равным 146 мм. При обработке фреза 5 была остановлена. Таким образом, обработка велась по сути дела точением. В результате в горловом сечении был получен размер $\varnothing 120 \text{ мм}$. Размеры диаметров заготовки увеличивались от горлового сечения в обе стороны равномерно (рис.2).

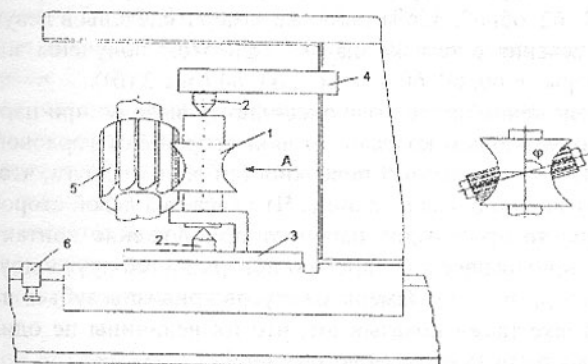


Рис. 1. Способ обработки наружных поверхностей однополостных гиперboloидов

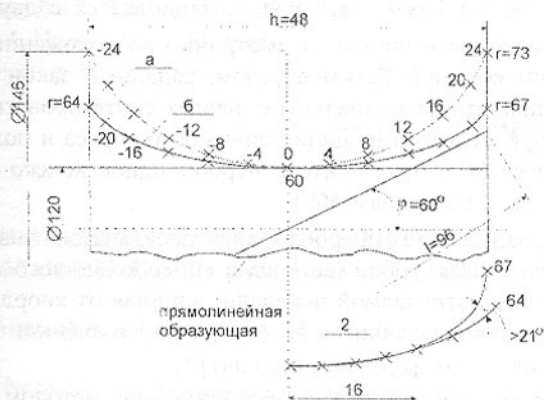


Рис. 2. Гиперboloидная заготовка, полученная прямолинейной образующей (а); гиперboloидная заготовка, полученная вращающейся фрезой 5 диаметром 71,25мм (б); образование кинематических задних углов 2

Так величины размеров с правой стороны (шаг 4) приняли следующие величины: $r = 60, 61, 63, 66, 69$ и 73 . Такие же замеры сделаны в левую сторону от горлового сечения с тем же шагом. При этом получены те же размеры.

Т.е. в результате получен канонический однополостной гиперboloид при помощи прямолинейной образующей, которую выполнила режущая кромка одного зуба цилиндрической прямозубой фрезы.

Второй эксперимент проведен при вращающейся фрезе 5 (рис.1). В этом случае диаметры заготовки по обе стороны от горлового сечения получились разные по величине, то есть заготовка получилась несимметрич-

на – так замеры радиусов в правую сторону дали следующие результаты: r 60, 60, 60.4, 61, 62, 65, 67. Затем такие же замеры сделаны в левую сторону от горлового сечения с тем же шагом. При этом получены значительно меньшие размеры: r 60, 60, 60.4, 61, 62, 63, 64 (рис.2 (б)).

Такое положение приводит к очевидному выводу: при нарезании заготовки и в последующем колеса с правой стороны от горлового сечения происходит отход сопряженных поверхностей друг от друга, что приводит к нормальному резанию и зацеплению. Что касается левой стороны от горлового сечения, то происходит наоборот приближение контактирующих поверхностей, приводящее к внедрению поверхностей друг в друга, то есть приводит к интерференции. Замеры радиусов кривизны зубьев на гиперболоидной заготовке также показывают, что их величины не одинаковы на одинаковых расстояниях от горлового сечения.

Отсюда следует, что при известной поверхности цилиндрического колеса (в эксперименте прямозубое цилиндрическое колесо имело параметры: $z_1 = 50$; $m_n = 1.5 \text{ мм}$) – это колесо зацепляется с двумя разными частями гиперболоидного колеса, симметрично расположенными относительно горлового сечения. Таким образом, заданный закон вращения в этом случае выполнить невозможно, т.е. нельзя синтезировать гиперболоидную передачу, состоящую из цилиндрического колеса и полного гиперболоидного колеса (в эксперименте гиперболоидное колесо имело параметры: $z_2 = 40$; $m_n = 1.5 \text{ мм}$; $\varphi = 60^\circ$).

Из рис.2 следует, что гиперболоидная передача должна состоять из цилиндрического колеса любой ширины и гиперболоидного колеса, изготовленного для рассматриваемой передачи, начиная от координаты 16мм от горлового сечения и заканчивая на толщине зуба, равной 0,3..0,4м, которую можно определить экспериментально [3].

Обработка гиперболоидного колеса проведена методом зуботочения [4] при помощи цилиндрического инструментального колеса, подача которого осуществлялась вдоль прямолинейной образующей гиперболоида. Далее авторы статьи экспериментальные данные подтвердили аналитической моделью.

Что касается кинематического угла, то его величину можно рассчитать по рис.2 (г), полученного из рис.2 (б). Рисунок получен изгибом чертежа по горловому сечению так, что точки по оси вращения «+24» совпадают с точками «-24». В результате радиусы на координатах слева 0, -4, -8, -12 и -16 совпадают с радиусами на координатах справа, т.е. на 0, 4, 8, 12 и 16. Что касается координат -20, -24, то на них радиусы не совпадают с радиусами на координатах 20, 24. Действительно радиусы принимают координаты попарно следующие: r 62 и r 62, r 65 и r 63, r 67 и r 64. Тогда отход зуба гиперболоидного колеса от зуба сопряженного цилиндрического колеса в плоскости чертежа составляет по величине, начиная от получас-

мого нуля при ($r_{62}-r_{62}=0$) до 3 мм ($r_{67}-r_{64}=3$). Таким образом, кинематический угол для рассматриваемой гиперboloидной передачи будет составлять больше 21° .

Отсюда следует вывод: рассматриваемое гиперboloидное колесо должно быть сконструировано таким образом, чтобы левый торец (со стороны горлового сечения) не был больше координаты «16». При меньшей координате, например «12», «8» и т.д. будут появляться особые точки из-за подреза. Что касается правого торца, то он должен располагаться в области закрепления не превышающем 0,3..0,4м. Все эти координаты можно определить как экспериментально так и теоретически.

Список литературы: 1. Давыдов Я.С. Незвольевентное зацепление. — М.: Машгиз, 195с. — 186с. 2. Лабазов Н.П. Способ обработки наружных поверхностей однополостных гиперboloидов. — А.С.174497, опубликована 27.08.1965, бюл.№17. 3. Кудрявцев В.Н. зубчатые передачи. — М.:Машгиз, 1957. — 493с. 4. Цвис Ю.В. — Исследование процесса зуботочения цилиндрических зубчатых колес. Дисс. докт. техн. наук: 05.03.01. — М., 1956. — 262с

Сдано в редакцию 27.05.03

Рекомендовано д.т.н., проф. Михайлов А.Н.

К ВОПРОСУ ОЦЕНКИ КОМПОНОВОК РОТОРНЫХ СБОРОЧНЫХ МАШИН ДЛЯ РЕЗЬБОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ

Водолазская Н.В., Михайлов А. Н. (ДонНТУ, г. Донецк, Украина)

In this paper the results of calculation of technological time and outputs held by assembly rotor, multi-layered and rotor-multi-layered machines is shown a packet MathCAD. The charts of relation of technological time and outputs of designs of assembly machines to value of time of operation are shown. Ground of charts is drawn a conclusion, that the rotor-multi-layered machine allows to increase overall economics.

Влияние компоновки на качество технологической системы проявляется по двум направлениям [1]. Во-первых, через ее структуру, а во-вторых, через выбор рациональных конструкторских исполнений и расположения узлов в пространстве. Между выбором компоновки и испытанием готовой машины находятся длительные стадии проектирования, изготовления и сборки. Однако качественные предпосылки закладывают на первом этапе - при проектировании компоновки, что подтверждает актуальность рассмотрения вопроса о выборе рационального варианта структуры технологической системы.

В настоящее время принципы проектирования роторных машин ос-

новываются на структурах блоков технологического воздействия и, как правило, линейности их компоновки в технологических модулях и автоматических линиях [2]. Это приводит к тому, что на практике производственные объемы зачастую используются очень неэффективно. Кроме того, применяемые роторные компоновки имеют также низкие технико-экономические показатели. Поэтому в данной статье предпринята попытка оценки существующих компоновок и выбора на базе их сравнительного анализа рациональной структуры разработанной роторно-многоярусной сборочной машины для резьбовых соединений. Важной задачей при этом является увеличение использования объемов технологического пространства, сокращение длительности сборочного процесса, повышение производительности сборочного оборудования, с целью улучшения технико-экономических показателей и, конечно, совершенствования компоновок [3]. Необходимость количественной оценки компоновок машин и технологических систем на ранних этапах проектирования требует разработки и использования методов численного анализа компоновок. Поэтому на первом этапе [4] было проведено сравнение производственных объемов, которые занимают роторная, многоярусная и разработанная роторно-многоярусная машины. Задача данного этапа состоит в сравнении длительности полного цикла сборки резьбовых соединений для каждой из представленных ранее сборочных машин [3,4]. Длительность всего технологического цикла сборочного процесса предмета сборки включает время как технологического, так и транспортного движения. Допустим, что для всех компоновок время транспортного перемещения равно времени осуществления технологической операции, т.е. $t_{mp} = t_{mex}$, а каждое из них разбито на t_i участки, в течение которого осуществляется движение ротора от одной сборочной позиции к другой. Таким образом, длительность полного цикла сборки определяется по формуле:

$$T_y = \sum_{i=1}^n t_i$$

Путем анализа технологического процесса сборки и компоновки роторной сборочной машины, на которой осуществляется реализация процесса сборки резьбовых соединений, было установлено количество технологических и транспортных переходов, необходимых для получения готового резьбового изделия. Следовательно, длительность полного цикла сборки для роторной сборочной машины будет иметь вид:

$$T_u = t_1 + t_2 + t_3 + \dots + t_{14} + t_{15}$$

а так как

$$t_{mex} = t_{mp}, \text{ т.е. } t_1 = t_2 = t_3 = \dots = t_{14} = t_{15} = t,$$

тогда

$$T_y = 15 \cdot t$$

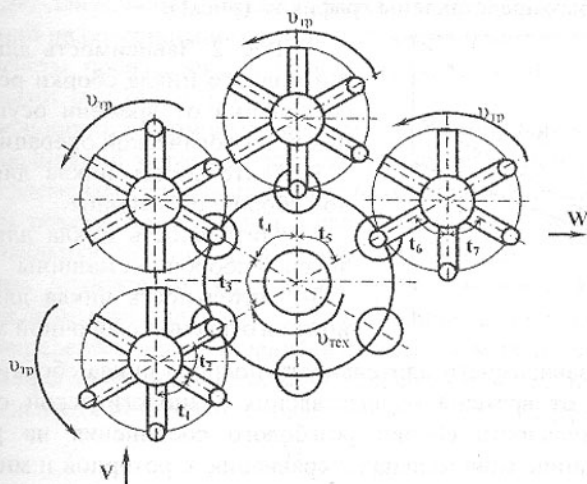


Рис. 1. Роторно-многоярусная машина для сборки резьбового соединения, состоящего из болта и трех гаек

Анализ компоновки многоярусной сборочной машины и технологического процесса сборки резьбовых соединений позволяет записать длительность полного цикла сборки для многоярусной сборочной машины в следующем виде:

$$T_{\text{ц}} = t_1 + t_2 + t_3 + \dots + t_9 + t_{10}$$

а так как

$$t_{\text{мех}} = t_{\text{мр}}, \text{ т.е. } t_1 = t_2 = t_3 = \dots = t_9 = t_{10} = t$$

тогда

$$T_{\text{ц}} = 10 \cdot t$$

На рис. 1 изображена компоновка многоярусной сборочной машины с указанием времени перемещения деталей и сборочных узлов с одной позиции на другую, из которого следует, длительность полного цикла сборки для роторно-многоярусной сборочной машины будет иметь вид

$$T_{\text{ц}} = t_1 + t_2 + t_3 + t_4 + t_5 + t_6 + t_7$$

а так как

$$t_{\text{мех}} = t_{\text{мр}}, \text{ т.е. } t_1 = t_2 = t_3 = t_4 = t_5 = t_6 = t_7 = t$$

тогда

$$T_{\text{ц}}^* = 7 \cdot t$$

Для качественного и количественного анализа длительности полного цикла для каждого вида сборочной машины для резьбовых соединений в зависимости от времени осуществления технологической операции, которое равно времени транспортного перемещения, на базе математического

аппарата пакета MathCAD выполнены расчеты этих величин, результаты вычисления которых представлены графиком (рис.2).

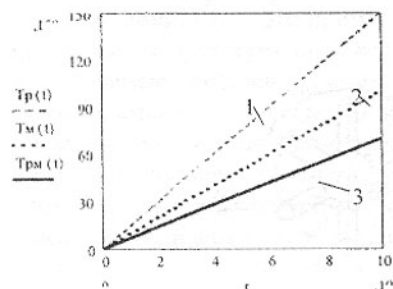


Рис. 2. Зависимость длительности полного цикла сборки резбовых соединений от времени осуществления технологической операции

1- длительность цикла для роторной сборочной машины

2- длительность цикла для многоярусной сборочной машины

3- длительность цикла для роторно-многоярусной сборочной машины

Из графика зависимости длительности полного цикла сборки резбовых соединений от времени осуществления технологической операции видно, что длительность сборки резбового соединения на роторно-многоярусной машине минимальна по сравнению с роторной и многоярусной сборочными машинами и, что с увеличением времени осуществления каждой технологической операции, экономия времени для роторно-многоярусной машины становится более значительной.



Допустим, что $t=1$, тогда длительности технологического процесса сборки резбовых соединений на роторной, многоярусной и роторно-многоярусной сборочных машинах будут соответственно выражены при помощи ступенчатой гистограммы, представленной на рис.3:

Рис. 3. Длительность технологического процесса сборки резбовых соединений для сборочных машин при $t=1$

Соотношение длительности технологического процесса сборки резбовых соединений на сборочных машинах

будет иметь вид:

$$d = \frac{T_p(r)}{T_{pm}(r)} \quad h = \frac{T_p(r)}{T_m(r)} \quad f = \frac{T_m(r)}{T_{pm}(r)}$$

где $T_p(r)$ -длительность технологического процесса сборки резбовых соединений на роторной сборочной машине;

$T_m(r)$ -длительность технологического процесса сборки резбовых соединений на многоярусной сборочной машине;

$T_{\text{рез}}(r)$ — длительность технологического процесса сборки резьбовых соединений на роторно-многоярусной сборочной машине;

Расчеты произведены в пакете MathCAD и эти величины будут следующими: $d=2,143$, $h=1,5$ и $f=1,43$.

Следующим шагом анализа показателей сборочных машин для резьбовых соединений является исследование их объемной производительности. Все элементы сборочных машин находятся и функционируют в определенном объеме пространства, определяющей их как пространственно-функциональную единицу. В условиях ограниченного пространства одним из важных показателей создаваемой технологической системы является объемная производительность. Объемная производительность сборочных машин определяет число изделий изготавливаемых в единицу времени с единицы производственного объема. Для сборочных машин объемная производительность может быть определена по следующей формуле [2]:

$$П = \frac{V}{T_{\text{ц}} \cdot V_1},$$

где V — объем производственного пространства, занимаемого сборочной машиной для резьбовых соединений;

$T_{\text{ц}}$ — длительность технологического воздействия орудий и средств сборки на резьбовые детали в течение цикла сборки;

V_1 — объем единичной технологической зоны сборки, который для данного случая равен объему инструментального блока и определяется как $V_1 = h \cdot r \cdot r$, т. е. при принятом соотношении $h = 10 \cdot r$, объем единичной технологической зоны сборки будет равен следующему значению $V_1 = 10 \cdot r^3$.

Для того, чтобы найти объемную производительность для роторной, многоярусной и роторно-многоярусной сборочных машин для резьбовых соединений, кроме объема единичной технологической зоны сборки, необходимо учитывать значения объема производственного пространства, занимаемого каждой сборочной машиной и длительность технологического воздействия орудий и средств сборки на резьбовые детали в течение цикла сборки, расчет которых был проведен ранее. Исследования, проведенные в пакете MathCAD, дают возможность на рис. 4 увидеть расположение кривых объемной производительности для каждого вида сборочных машин.

При $t=1$ объемная производительность роторной, многоярусной и роторно-многоярусной сборочных машинах будут соответственно выражены при помощи ступенчатой гистограммы, представленной на рис.5.

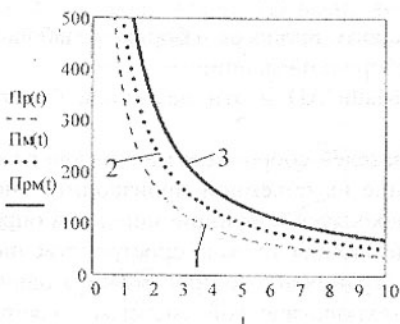


Рис. 4. График объемной производительности для каждого вида сборочных машин:

- 1- длительность цикла для роторной сборочной машины
- 2- длительность цикла для многоярусной сборочной машины
- 3- длительность цикла для роторно-многоярусной сборочной машины

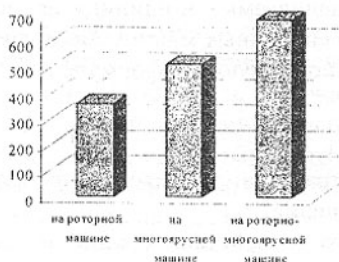


Рис. 5. Объемная производительность сборочных машин при $t=1$

Расчеты процентного соотношения величин объемной производительности роторной и роторно-многоярусной (w), многоярусной и роторно-многоярусной (q) сборочных машин, произведенные в пакете MathCAD для их сравнения: оказались следующими: $w=47,1\%$, $q=24,7\%$.

Выполнено сопоставление компоновок сборочных машин для резьбовых соединений в пакете MathCAD путем вычисления производственных объемов [3], которые занимают роторная, многоярусная и разработанная роторно-многоярусная машины; длительности полного цикла сборки резьбовых соединений для каждой из рассматриваемой сборочной машины и их объемной производительности. Расчеты позволяют утверждать, что разработанная роторно-многоярусная машина для сборки резьбовых соединений обеспечивает:

- сокращение производственных объемов по сравнению с роторной сборочной машиной на 16,2% и по сравнению с многоярусной сборочной машиной на 10,3%;
- уменьшение длительности полного цикла сборки резьбовых соединений по сравнению с роторной сборочной машиной в 2,14 раза и по сравнению с многоярусной сборочной машиной на 1,05 раза;

- увеличению объемной производительности по сравнению с роторной сборочной машиной на 47,1% и по сравнению с многоярусной сборочной машиной на 24,7%.

Следовательно, для экономии производственных объемов и повышения объемной производительности, а также улучшения технико-экономических показателей сборочных машин, их проектирование нужно вести на основе принципа компактности объемно пространственной структуры, которому наиболее соответствует роторно-многоярусная структура сборочной машины.

Список литературы: 1. Пермяков А. А. Выбор вариантов компоновки агрегатного станка на основе комплексного показателя компактности. // Вестник ХГПУ – Харьков: ХГПУ, 2002. – Вып. 118. – С. 28-30. 2. Михайлов А. Н. Основы синтеза поточно-пространственных технологических систем непрерывного действия. - Донецк, 2002. - 379с. 3. Михайлов А. Н., Водолазская Н.В. Основы создания компактной пространственно - ориентированной системы для сборки резьбовых соединений. Известия ДонНТУ – ТРТУ. Практика и перспективы развития институционального партнерства // Материалы четвертого Международного научно - технического семинара. Донецк – Таганрог. Изд-во ДонНТУ. – Т. 2., 2003, №3. – С. 112-117. 4. Водолазская Н.В., Чернышев Е.А. Анализ объемных моделей технологических сборочных машин для резьбовых соединений. Прогрессивные технологии и системы машиностроения // Международный сборник научных трудов. Выпуск 24. – Донецк, 2003. С. 18-23.

Сдано в редакцию 6.06.03

Рекомендовано д.т.н., проф. Калафатова Л.П.

АНАЛИЗ КОЛЕБАНИЙ ЛЕНТОЧНОЙ ПИЛЫ РАСПИЛОВОЧНОГО СТАНКА С ЗАМКНУТОЙ ЛЕНТОЙ

Войнаровский Ю., Калински В.

(Силезский Политехнический Институт, г. Гливице, Польша)

The modern band saw is a complex machine and there are many design and process parameters that effect band vibration. In the paper the analysis of the vibrations of moving wide saw blades is presented.

Величина амплитуды перемещения поперечных колебаний ленточной пилы зависит от многих параметров, в том числе от ее натяжения и скорости движения. Вследствие разводки зубьев пилы и ей поперечных колебаний невозможно получить идеально гладкую обработанную поверхность, так как на ней всегда остаются следы резцов – зубьев и разрывов в металле, образующие неровности в продольном и поперечном направле-

- увеличению объемной производительности по сравнению с роторной сборочной машиной на 47,1% и по сравнению с многоярусной сборочной машиной на 24,7%.

Следовательно, для экономии производственных объемов и повышения объемной производительности, а также улучшения технико-экономических показателей сборочных машин, их проектирование нужно вести на основе принципа компактности объемно пространственной структуры, которому наиболее соответствует роторно-многоярусная структура сборочной машины.

Список литературы: 1. Пермяков А. А. Выбор вариантов компоновки агрегатного станка на основе комплексного показателя компактности. // Вестник ХГПУ – Харьков: ХГПУ, 2002. – Вып. 118. – С. 28-30. 2. Михайлов А. Н. Основы синтеза поточно-пространственных технологических систем непрерывного действия. - Донецк, 2002. - 379с. 3. Михайлов А. Н., Водолазская Н.В. Основы создания компактной пространственно - ориентированной системы для сборки резьбовых соединений. Известия ДонНТУ – ТРТУ. Практика и перспективы развития институционального партнерства // Материалы четвертого Международного научно - технического семинара. Донецк – Таганрог. Изд-во ДонНТУ. – Т. 2., 2003, №3. – С. 112-117. 4. Водолазская Н.В., Чернышев Е.А. Анализ объемных моделей технологических сборочных машин для резьбовых соединений. Прогрессивные технологии и системы машиностроения // Международный сборник научных трудов. Выпуск 24. – Донецк, 2003. С. 18-23.

Сдано в редакцию 6.06.03

Рекомендовано д.т.н., проф. Калафатова Л.П.

АНАЛИЗ КОЛЕБАНИЙ ЛЕНТОЧНОЙ ПИЛЫ РАСПИЛОВОЧНОГО СТАНКА С ЗАМКНУТОЙ ЛЕНТОЙ

Войнаровский Ю., Калински В.

(Силезский Политехнический Институт, г. Гливице, Польша)

The modern band saw is a complex machine and there are many design and process parameters that effect band vibration. In the paper the analysis of the vibrations of moving wide saw blades is presented.

Величина амплитуды перемещения поперечных колебаний ленточной пилы зависит от многих параметров, в том числе от ее натяжения и скорости движения. Вследствие разводки зубьев пилы и ей поперечных колебаний невозможно получить идеально гладкую обработанную поверхность, так как на ней всегда остаются следы резцов – зубьев и разрывов в металле, образующие неровности в продольном и поперечном направле-

ниях. На высоту гребешков и форму неровностей обработанной поверхности оказывают влияние разводка, подача, геометрические параметры режущей части и колебания инструмента. На рис. 1 показано положение зоны распределения характеристических неровностей обработанной поверхности после разреза вала.

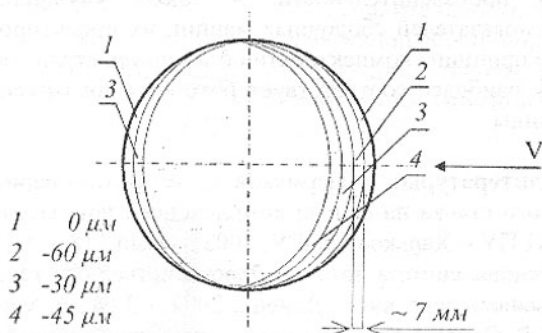


Рис. 1. Положение характеристических зон на поверхности вала

Длина 7 мм отвечает средней величине шага зубьев пилы. Изображенная на рисунке средняя глубина зон 1 — 4, как показали результаты экспериментов, не зависит от величины натяжения ленточной пилы а только от разведения зубьев [3].

На рис. 2 показано 5 отрезков ленточной пилы. Три отрезки, с длиной: l_1 , l_3 , l_4 находятся в зонах, в которых лента не скручена. Для этих зон можно легко получить дифференциальное уравнение малых поперечных колебаний ветви ленточной пилы [4-7].

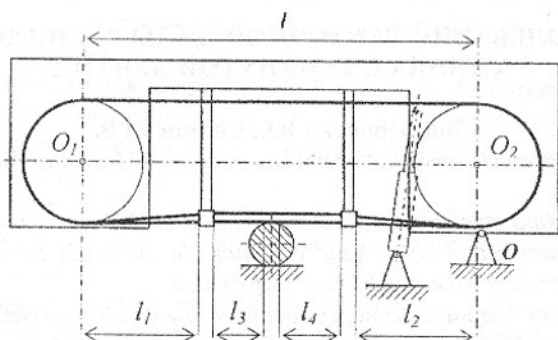


Рис. 2. Отрезки ленты в головке распиловочного станка

Отрезок ленты постоянной длины передвигается со скоростью V . В качестве механической модели можно использовать натянутую стру-

ну. На рис. 3 показан элемент ленты с действующими на него силами.

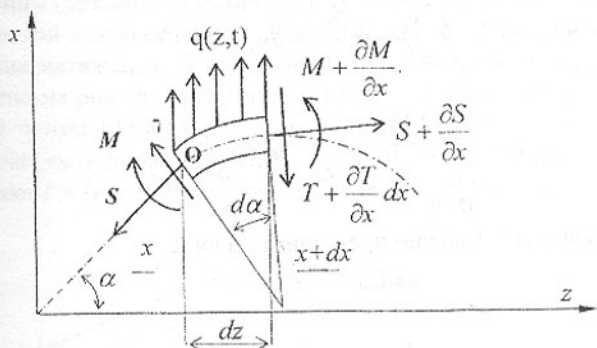


Рис. 3. Нагрузка элемента ленточной пилы

Переходя от полных производных по времени к локальным

$$V = \frac{\partial z}{\partial t} = \text{const}, \quad \frac{dx}{dt} = \frac{\partial x}{\partial t} + \frac{\partial x}{\partial z} \frac{\partial z}{\partial t} = \frac{\partial x}{\partial t} + \frac{\partial x}{\partial z} V, \quad (1)$$

$$\frac{d^2 x}{dt^2} = \frac{\partial^2 x}{\partial t^2} + \frac{\partial^2 z}{\partial t \partial z} \frac{\partial x}{\partial t} + \frac{\partial^2 x}{\partial z^2} \frac{\partial z}{\partial t} V + \frac{\partial^2 x}{\partial z \partial t} V = \frac{\partial^2 x}{\partial t^2} + 2V \frac{\partial^2 x}{\partial z \partial t} + V^2 \frac{\partial^2 x}{\partial z^2}, \quad (2)$$

дифференциальное уравнение колебаний ленты

$$\frac{d^2 x(z,t)}{dt^2} = \frac{1}{\rho A} \left[S \frac{\partial^2 x(z,t)}{\partial z^2} + q(z,t) - EI_y \frac{\partial^4 x(z,t)}{\partial z^4} \right], \quad (3)$$

выражается в форме

$$\frac{\partial^2 x}{\partial t^2} + 2V \frac{\partial^2 x}{\partial z \partial t} + \left(V^2 - \frac{S}{\rho A} \right) \frac{\partial^2 x}{\partial z^2} + \left[\frac{EI_y}{\rho A} \frac{\partial^4 x(z,t)}{\partial z^4} \right] = 0, \quad (4)$$

или в общем виде

$$x_{,tt} + 2Vx_{,zt} + (V^2 - a)x_{,zz} + bx_{,zzzz} = 0, \quad (5)$$

где

$$a = \frac{S}{\rho A}, \quad b = \frac{EI_y}{\rho A}. \quad (6)$$

Полагая

$$x(z,t) = x_0(z) e^{i\omega t} = x_0 e^{i\omega t}, \quad (7)$$

из уравнения (4) получаем

$$\frac{\partial^4 x_0}{\partial z^4} \frac{1}{V^2 - \frac{S}{\rho A}} + \frac{EI_y}{\rho A} \frac{\partial^2 x_0}{\partial z^2} + i \frac{2V\omega}{V^2 - \frac{S}{\rho A}} \frac{\partial x_0}{\partial z} - \frac{\omega^2}{V^2 - \frac{S}{\rho A}} x_0 = 0. \quad (8)$$

Поскольку постоянный коэффициент первого члена весьма незначительный получаем

$$\frac{\partial^2 x_0}{\partial z^2} - ic \frac{\partial x_0}{\partial z} + dx_0 = 0, \quad (9)$$

где

$$c = \frac{2 V \omega}{\frac{S}{\rho A} - V^2} \quad d = \frac{\omega^2}{\frac{S}{\rho A} - V^2}. \quad (10)$$

Решение уравнения (9) можно представить в виде

$$x_0 = C_1 e^{r_1 z} + C_2 e^{r_2 z}, \quad (11)$$

а его корни

$$r_{1,2} = \frac{1}{2} i \cdot (a_1 \pm \sqrt{a_1^2 + 4a_2}). \quad (12)$$

Для краевых условий, в зоне l_i

$$\begin{aligned} z = 0, \quad x_0 &= 0, \\ z = l_i, \quad x_0 &= 0, \end{aligned} \quad (13)$$

из уравнения (11) получаем

$$\sqrt{a_1^2 + 4a_2} \cdot l_i = 2n\pi, \quad (13)$$

откуда после преобразований получим первую частоту колебаний ленты

$$\omega_1 = \frac{\pi}{l_i} \sqrt{\frac{S}{\rho A} \left(1 - V^2 \frac{\rho A}{S} \right)}, \quad (\omega_n = n \cdot \omega_1). \quad (14)$$

Из уравнения (14) получается критическую скорость движения ленты

$$V = V_{\text{крит.}} = \sqrt{\frac{S}{\rho A}}, \quad (15)$$

при которой ей колебания равны нулю.

На рис. 4 показано отрезок l_3 ленточной пилы, для которого приведено измерение модальных параметров ленты, в том числе определено влияние величины натяжения пилы на собственные частоты ей колебаний.

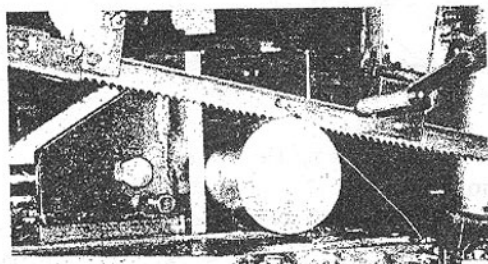


Рис. 4. Исследования колебаний ленточной пилы

На рис. 5 представлено зависимость критической скорости движения ленточной пилы (резания) от натяжения S ленты. Кривая 1 определена для биметаллической ленты сечением $27 \times 0,9$ мм, кривая 2 для ленты 33×1 мм.

Влияние натяжения S ленточной пилы на первую частоту колебаний приведено на рис. 6. Представленные результаты получены для биметаллической ленты Marathon M 42 фирмы WIKUS Sägenfabrik сечением $27 \times 0,9$ мм, скорость движения ленты $V = 0,71$ м сек⁻¹. Кривая 1 определена для отрезка $l = l_3 = 100$ мм, кривая 2 для $l_3 = 200$ мм, кривая 3 для $l_3 = 300$ мм.

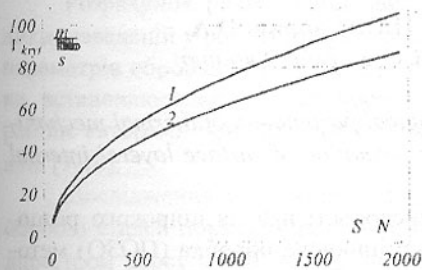


Рис. 5. Зависимость $V_{\text{крит.}}$ от натяжения S ленточной пилы

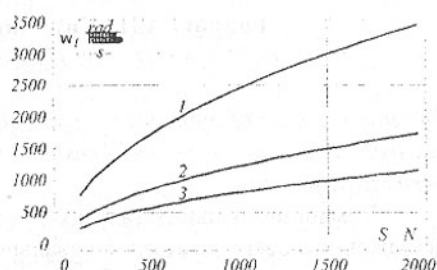


Рис. 6. Зависимость ω_1 от натяжения S ленточной пилы

Практически, критическую скорость движения ленты можна использовать для работы пилы без учета колебаний только в случае больших скоростей резания, применяемых для скоростного резания дерева. Результаты эксперимента показали хорошее совпадение первой частоты колебаний ленточной пилы с теоретическими данными особенно для верхней ветви пилы [2,3].

Список литературы: 1. Войнаровский Ю., Калинин В., Пиллих В. Колебания ленточной пилы распиловочного станка с замкнутой лентой, Межд. сборник научных трудов VIII конференции Машины и техносфера на рубеже XXI века, т. 1, ДонГТУ, Донецк: 2001, сс.78 -80. 2. Войнаровский Ю., Калинин В. Исследование ленточной пилы при помощи измерительного молотка. Межд. сборник научных трудов IX конференции Машиностроение и техносфера на рубеже XXI века, т 1, ДонГТУ, Донецк: 2002, с. 99 – 102. 3. Wojnarowski J. i in. Model komputerowy przecinarek z piłami taśmowymi bez końca w badaniu zjawisk dynamicznych w procesie cięcia. Wyd. Katedry Mechaniki Robotów i Maszyn, z. 10, Politechnika Śląska. Gliwice: 2002. 4. Кожешник Я: Поперечное колебание напряженных гибких звеньев передач. Теория машин и механизмов. К 70-летию академика И. И. Артоболевского. Москва: Наука, 1976. 5. Тимошенко С.П., Янг Д.Х., Уивер У. Колебания в инженерном деле. Москва: Машиностроение, 1985.

6. Светлицкий В.А., Стасенко И.В. Сборник задач по теории колебаний. Москва: Высшая школа, 1979. 7. Rao S. S.: Mechanical Vibrations. Third Edition. Addison-Wesley Publishing Company. Reading Massachusetts: 1995.

Сдано в редакцію 4.06.03

Рекомендовано д.т.н., проф. Бухач А.

ЗАЛИШКОВІ НАПРУЖЕННЯ ПОВЕРХНЕВИХ ШАРІВ МЕТАЛУ ПРИ ОЗДОБЛЮВАЛЬНО-ЗМІЦНЮЮЧІЙ ОБРОБЦІ ДИСКОВИМИ ЩІТКАМИ

Гавриш А.П., Киричок П.О., Гавриш О.А.
(НТУУ «КПІ», ДП НТЦ АСО, м. Київ, Україна)

The investigation of influence the technological parameters of thermal mechanical treatment process by steel brushes for formation of surface layers' internal permanent strasses.

У машинобудівних галузях промисловості набула широкого розповсюдження поверхнева оздоблювально-зміцнююча обробка (ПОЗО) методами термомеханічного оброблення (ТМО)

На жаль, не дивлячись на значну кількість публікацій з питань ПОЗО ТМО [1-5], дослідженнями залишкових напружень у поверхневих шарах металу при обробленні практично ніхто не займався. Більшість досліджень присвячено питанням утворення відповідних параметрів наклепу і шорсткості поверхонь. Це обумовило появу у виробництві різних за характеристиками процесів ПОЗО, які у більшості своїй є далеко не оптимальними і найчастіше призначені для забезпечення окремих, хоча нерідко і складних, інженерно-технічних задач.

Тому всебічне дослідження залишкових напружень поверхневих шарів металу при ПОЗО дисковими сталевими щітками є актуальним питанням, вирішення якого має не тільки наукове, але, і що не менш важливе, практичне значення.

Саме цьому присвячена дана стаття, метою якої є вивчення показників залишкових напружень у поверхневих шарах оброблюваної деталі.

Дослідження у цьому напрямку виконувалось у рамках науково-дослідної роботи "Розробка технології і обладнання для об'ємного зміцнення виробів методом термомеханічної обробки" (Державні науково-технічні програми 05.43, 04.04 ДКНТ та Міннауки України за 1994-97 рр).

Згідно сучасним уявленням про формування залишкових напружень у поверхневому шарі деталей при оздоблювальній обробці взаємодіє два протилежних фактори - силовий і тепловий вплив інструменту на виріб.

Пластична деформація від нормальних сил різання веде до зміцнення поверхневого шару і появи стискуючих напружень, а високі температури у

зоні різання викликають локальні термопластичні деформації і, відповідно, появу залишкових напружень розтягу.

Залишкові напруження, що виникають при очисно-зміцнюючій обробці деталей, суттєво впливають на глибину залягання наклепу, а, отже, на параметри зцеплюємості поверхні з нанесеним на неї лакофарбовим покриттям.

Тому вивчення залишкових напружень і на основі їх аналізу оптимізація режимів обробки поверхонь деталей мають, крім чисто наукового, практичне значення і для інженерної практики.

Розрахунок рівня залишкових напружень виконувався згідно методики, наведеній у роботі [6]. При цьому, значення силових і температурних параметрів обробки (P_z , P_y , P_x , T) стосовно до конкретних режимів обробки, встановлювались із сукупності експериментальних значень, отриманих раніше авторами при вивченні закономірностей утворення наклепу матеріалів [7-10].

Дослідження залишкових напружень при тонкій очисно-зміцнюючій обробці сталей показало, що при обробці дисковими сталевими щітками з діаметром ворсу 0,010 мм відмічено зниження температур до 100-200°C і домінуюче значення має силова дія інструменту. В результаті у поверхневому шарі металу повинні формуватися залишкові напруження стиску. Наведені нижче дослідження залишкових напружень підтвердили вищенаведене.

На рис.1 представлено розподіл залишкових напружень по глибині поверхневого шару. Глибина залягання максимальних напружень розтягу не перевищує 5-8 мкм.

При термомеханічній обробці щітками з діаметром сталевих ворсів 0,10 мм дія теплового фактору зменшується (наприклад, у порівнянні з щіткою з діаметром сталевих ворсів 0,010 мм) і глибина залягання напружень розтягу знижується з 35-40 до ~ 20 мкм.

У цілому при зменшенні діаметру сталевих ворсів у дискових щітках у поверхневому шарі деталей зі сталі 40Х, а також зі сталей 38ХНЗМФА і 42ХНЗСМФРУ утворюються значні за величиною стискуючі напруження, глибина залягання яких сягає позначок 40-45 мкм, тобто силовий фактор стає превалюючим.

Орієнтовний розрахунок залишкових напружень у поверхневому шарі сталі 38ХНЗМФА при обробці дисковою сталевим щіткою з ворсою $\varnothing$ 0,10 мм ($T = 600^\circ\text{C}$) показав, що максимальне значення напружень розтягу складає 253 МПа, тобто порядок величин напружень розтягу, отриманих експериментально (200 МПа) і розрахунками (250 МПа), практично однакові.

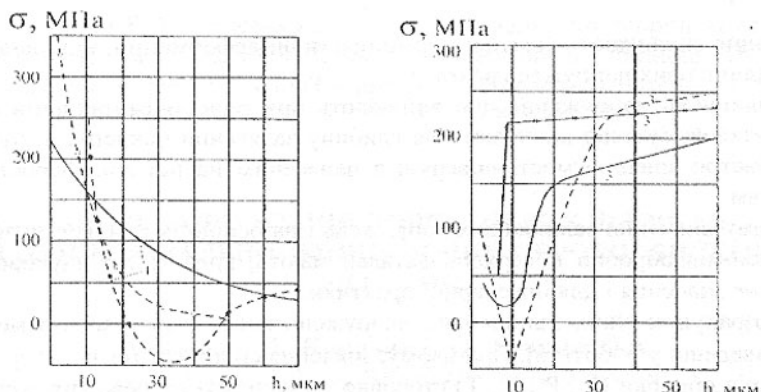


Рис. 1. Розподіл залишкових напружень по глибині поверхневого шару:

- 1 – дискова сталева щітка з діаметром ворсу 0,10 мм;
- 2 – дискова сталева щітка з діаметром ворсу 0,05 мм;
- 3 – дискова сталева щітка з діаметром ворсу 0,010 мм,
- сталь 40X; — сталь 38ХНЗМФА; xxx розрахункові дані.

У процесі очисно-зміцнюючої обробки дисковою сталеву щіткою з діаметром ворсу 0,01 мм дія теплового фактору зменшується і глибина залягання напружень розтягу знижується з 35-40 до 30 μm . При зменшенні діаметру сталеву ворсу до 0,010 мм у поверхневому шарі утворюються напруження стиску, глибина залягання яких сягає ~ 10 μm , тобто силовий фактор стає превалуючим.

При обробці з щітками з діаметром ворсу 0,010 мм значення питомого навантаження на ворс P_{yz} знижується, при цьому робота пластичної деформації одиничного ворсу зменшується і знижується величина залишкових напружень стиску (на 25-35%) і глибини їх залягання (у 2-4 рази) порівняно з їх значеннями, отриманими при обробці щітками з більшим діаметром сталеву ворсу. таким чином, мінімальна величина і глибина залягання залишкових напружень стиску можуть бути забезпечені застосуванням щіток з меншим діаметром сталеву ворсу.

Глибина залягання максимальних значень напружень стиску і їх величина, отримані шляхом розрахунків [11, 12], добре узгоджується з експериментальними даними.

Дослідження залишкових напружень при тонкій очисно-зміцнюючій обробці деталей з використанням термомеханічної дії показало, що глибина залягання максимальних значень напружень розтягу не перевищує 5-8 μm .

Це можливо визначити по графіку, наведеному на рис.2.

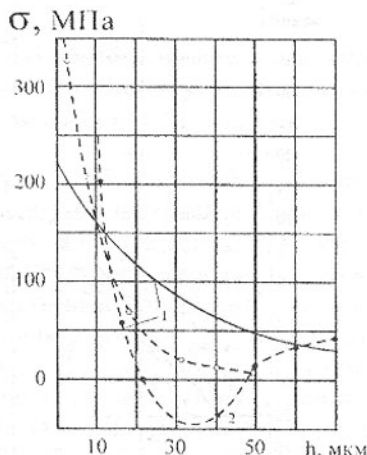


Рис.2. Розподіл залишкових напружень по глибині поверхневого шару сталі 38ХНЗМФА при термомеханічній очисно-зміцнюючій обробці:

- 1 – обробка сталевими щітками з діаметром ворсу 0,10 мм;
- 2 – обробка сталевими щітками з діаметром ворсу 0,05 мм;
- 3 – обробка сталевими щітками з діаметром ворсу 0,010 мм.

При подальшому зменшенні діаметру ворсу (при зберіганні швидкостей обробки у межах 25-30 м/с) значення складової сили різання P_y зменшується, при цьому робота пластичної деформації одиничного сталевго ворсу зменшується і знижується величина залишкових напружень стиску. Застосування оздоблювальних сталевих щіток, у склад яких входять гнучкі робочі елементи [13], сприяє вирівнюванню значень товщини одиничного зрізу a_z і також обумовлює зменшення значень максимальних залишкових напружень стиску (~ на 25-30%) і глибини їх залягання у порівнянні з їх значеннями, отриманими при обробці тих же матеріалів щітками з жорсткими робочими елементами.

Розподіл залишкових напружень при термомеханічній очисно-зміцнюючій обробці сталевими дисковими щітками з гнучкими робочими елементами показано на рис.3. Для порівняння наведені залишкові напруження у поверхневому шарі після очистки сталевими щітками з жорсткими робочими елементами і діаметром ворсу ~ 0,10 мм.

Аналіз експериментів показує, що максимальна величина і глибина залягання напружень стиску приблизно рівні їх значенням при термомеханічній очисно-зміцнюючій обробці сталевими щітками з діаметром ворсу ~ 0,10 мм.

Зменшення діаметру сталевго ворсу щіток дещо зменшує глибину залягання залишкових напружень стиску.

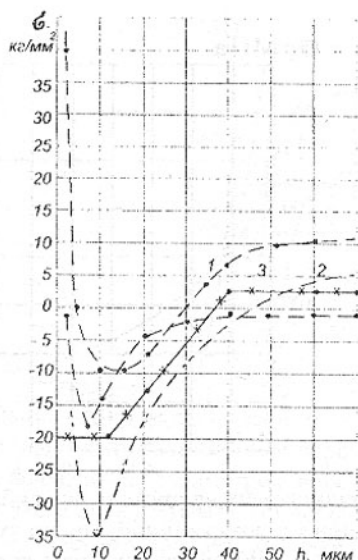


Рис.3. Розподіл залишкових напружень по глибині поверхневого шару після термомеханічної обробки сталі 38ХНЗМФА:

- 1 – обробка сталевими щітками з жорсткими робочими елементами з діаметром ворму 0,010 мм;
- 2 – обробка сталевими щітками з діаметром ворму 0,05 мм;
- 2 – обробка сталевими щітками з діаметром ворму 0,10 мм;
- xxx – розрахункові значення.

Узагальнення експериментів по залишковим напруженням дозволяє зробити висновок, що операція очистки поверхонь деталей є зміцнюючою операцією, а її введення для обробки виробів з різних марок легованих сталей виправдано з точки зору забезпечення необхідних рівней коефіцієнту зчеплення зачищеної поверхні з шаром лакофарбового покриття, що наноситься на оброблену поверхню на фінішних операціях технологічного процесу виготовлення виробів. З точки зору підвищення коефіцієнту зчеплення бажано використовувати методи оброблення, які забезпечують отримання мінімальної шорсткості поверхні при наявності у поверхневому шарі залишкових напружень стиску. Це може бути виконано при використанні термомеханічної очисно-зміцнюючої обробки поверхонь сталевими дисковими щітками, гнучкі робочі елементи.

Висновки:

1. З метою забезпечення вимог шорсткості поверхні і значень залишкових напружень очисно-зміцнюючу обробку поверхонь деталей слід виконувати дисковими сталевими щітками з використанням термомеханічно-

го ефекту.

2. Підвищення якості обробки поверхонь деталей під нанесення лакофарбових покриттів може бути досягнуто при використанні сталевих щіток з невеликим діаметром ворсу ($\sim 0,01-0,10$ мм).

Список літератури: 1. Пуховский Е.С., Гавриш А.П., Грищенко Е.Ю. Обработка высокопрочных материалов. Киев, Техніка, 1983, 134 с. 2. Кравченко В.Н., Литвиняк Я.Н., Перепичко Е.В. Исследование процесса обработки поверхностей вращающимися металлическими щетками. Сб.: «Оптимизация производственных процессов и технический контроль в машиностроении» (Вестник Львовского политехн. ин-та), 1983, 43 с. 3. Кургузов Ю.И., Папшев Д. Д. Технологическое обеспечение качества поверхности при упрочнении механическими щетками. «Вестник машиностроения», №4, 1986, с. 54-56. 4. Папшев Д.Д. Отделочно-упрочняющая обработка поверхностным пластическим деформированием. М., Машиностроение, 1978, 152 с. 5. Суслов А.Г. Технологическое обеспечение параметров состояния поверхностного слоя деталей. М., Машиностроение, 1987, 207 с. 6. Передовая технология и автоматизация управления процессами обработки деталей машин / Под ред. проф. Маталина А.А., Л.: Машиностроение, 1970, с. 42-53. 7. Гавриш А.П., Солдатенко Л.А., Гавриш О.А. Тепловые явления при абразивной обработке магнитных головок // Вестник киевского политехнического института. Машиностроение, 1998. №3. с. 54-65. 8. Гавриш А.П., Парфенов А.К., Кремнев Г.П. Финишная обработка магнитных головок абразивными и алмазными инструментами // Технология и автоматизация машиностроения. Киев: Техника, 1991. вып.8. с. 27-29. 9. Гавриш А.П. Качество поверхности при тонком алмазном и абразивном шлифовании магнито-мягких сплавов // Упрочняюще-калибрующие и формообразующие методы обработки деталей. Ростов-на-Дону: Издательство областного правления НТО Машпром, 1991, с. 42-48. 10. Гавриш А.П., Солдатенко Л.А. Особенности процесса тонкого шлифования магнито-мягких материалов алмазными и эльборовыми кругами // Mechanics'98, Prazy Naukovi Konferencija, Warschawa-Rzeszow, Poland, 1998. V.1.1.P.227-232. 11. Асур Е.Л., Давиденков Н.Н., Терминасов Ю.С. Остаточные напряжения при простом простом растяжении. // Экспериментальная техническая физика, 1979. т. XIX, вып.10.с. 12-21. 12. Давиденков Н.Н. Изучение пластической деформации посредством рентгеноанализа // Журнал технической физики. 1974. т. XIV, вып.9.с. 9-19. 13. Гавриш О.А. Експериментальне дослідження впливу технологічних параметрів процесу на шорсткість поверхні при термомеханічному обробленні сталевими щітками. Сб.: Прогресивные технологи машиностроения. науч. труды Донецкого госуд. техн. ун-та, изд. ДонГТУ, г. Донецк, 2003, №1, с. 51-61.

Слано в редакцію 5.05.03

Рекомендовано д.т.н., проф. Малышко И.А.

ПОВЫШЕНИЕ ЭНЕРГОЕМКОСТИ МАХОВИЧНОГО АККУМУЛЯТОРА ЭНЕРГИИ

Гармаш Н.З. (Дон УАОИ, г. Донецк, Украина)

The increase of specific and complete power consumption of the accumulator of energy is considered(examined) at the expense of increase of energy of rotary movement, potential energy of elastic deformations of a body and capacitor accumulation of electrical energy

Маховичные аккумуляторы энергии используются в шахтах, опасных по газу метану и угольной пыли в виде двигателей гирозовозов. На автомобильном транспорте такие аккумуляторы находят применение в гиробусах. В известных аккумуляторах накапливается только кинетическая энергия путем раскрутки массивных стальных маховиков, насаженных на жесткий вал [1].

Отечественные шахтные гирозовозы, выпускаются серийно Дружковским машиностроительным заводом [2].

Потенциальная энергия упругих деформаций маховика и вала не учитывается, так как они принимаются абсолютно жесткими. Отклонение выгнутого вала от геометрической оси подшипников зависит от жесткости вала и частоты вращения маховика. С другой стороны, при обратной задаче, регулируя плавно жесткость вала, можно подучить необходимую частоту вращения и запасаемую энергию. Такой аккумулятор показан на рис.1.

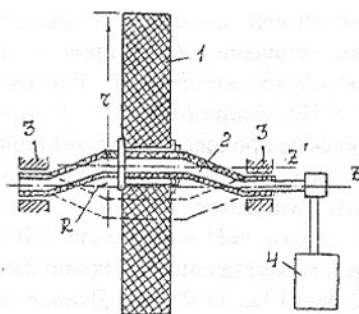


Рис. 1. Маховичный аккумулятор энергии с регулируемой жесткостью вала

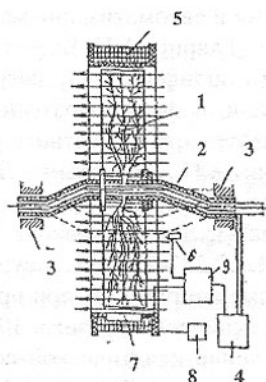


Рис. 2. Маховичный аккумулятор увеличенной энергоемкости

Аккумулятор с регулируемой жесткостью гибкого вала содержит маховик 1, гибкий полый вал 2, опоры вала 3, компрессор 4.

Маховик представляет собой однородный упруго-деформируемый сплошной диск постоянного сечения, гибкий вал выполнен из эластичной упругой воздухопроницаемой трубки, обвитой слоями прочной упругой проволоки, заключенной в гибкую защитную оболочку. Опоры вала выполнены с разницей жесткости в двух направлениях.

При ускоренном вращении маховика упругий полый вал начнет изгибаться, что вызовет дополнительное орбитальное вращение маховика вокруг геометрической оси подшипников z , а это, в свою очередь увеличит момент инерции маховика. Для уменьшения момента инерции компрессор подает сжатый воздух в полость гибкого вала, который начинает выпрямляться. Отклонение выгнутого вала от геометрической оси подшипников, управляется работой компрессора по подкачке сжатого воздуха в полость вала, путем изменения его жесткости.

Поскольку увеличение угловой скорости маховика приводит к увеличению центробежных сил, возрастающих от центра к периферии, в аккумуляторе предусмотрено обратное орбитальное вращения маховика относительно геометрической оси подшипников. Для этого используют опоры вала с разной жесткостью в двух направлениях.

Кинетическая энергия вращательного движения маховика (вокруг неподвижной оси) определяется по выражению

$$T_{вр} = 0,5 j \omega^2,$$

где j — момент инерции тела маховика, ω — угловая скорость вращения.

Удельная энергоемкость, приходящаяся на единицу массы маховика

$$e = \frac{T_{вр}}{m}.$$

Кинетическая энергия прецессии определяется как энергия движения центра масс маховика относительно оси первоначального положения вала

$$T_{пр} = 0,5 m v_{ц}^2,$$

поскольку скорость движения центра масс маховика

$$v_{ц} = \omega r_{ц},$$

где $r_{ц}$ — расстояние от оси до центра масс, m — масса маховика.

Удельная энергоемкость от прецессии

$$e = \frac{T_{пр}}{m}.$$

Дальнейшее увеличение энергии возможно путем энергетической накачки самого конструкционного материала.

Рассмотрим увеличение абсолютной и удельной энергоемкости маховичного аккумулятора за счет накапливания потенциальной энергии уп-

ругих деформаций тела маховика.

Потенциальную энергию упругих деформаций, накапливаемую дополнительно к кинетической энергии вращения маховика, можно подсчитать следующим образом. При критической угловой скорости осевого вращения маховика возбуждаются резонансные колебания, дополнительная энергия запасается в виде потенциальной энергии его упругих деформаций, которую определяют по формуле:

$$f = \sigma l^2 = \epsilon E l^2,$$

где σ механическое напряжение, ϵ - относительное растяжение, E - модуль Юнга, l - размер грани кубика, выделенного элемента в объеме маховика.

Энергия, накапливаемая в элементарном объеме, равна элементарной работе внешних сил

$$\Delta A = \Delta U = l^3 \frac{E \epsilon^2}{2}.$$

Пользуясь соотношением $\sigma = E \epsilon$, вытекающем из закона Гука, можно представить плотность потенциальной энергии упругих деформаций в следующем виде

$$e_u = \frac{E \epsilon^2}{2} = \frac{\sigma \epsilon^2}{2} = \frac{\sigma^2}{2E}.$$

Из последней формулы видно, что при заданном напряжении плотность энергии обратно пропорциональна модулю Юнга, а поэтому для маховика, способного эффективно накапливать потенциальную энергию упругих деформаций, необходимо использовать низко модульный материал: каучук, резину, полимеры на полиуретановой основе и др.

Полная потенциальная энергия деформации маховика равна сумме энергий элементарных объемов, заполняющих объем V маховика,

$$U = \frac{E \epsilon^2}{2} V = \frac{\sigma^2}{2E} V.$$

Дальнейшее увеличения энергоемкости маховичного аккумулятора энергии возможно за счет емкостного накопления в теле маховика электрической энергии.

Такое техническое решение маховичного аккумулятора позволяет помимо кинетической и потенциальной энергии накапливать электрическую энергию при тех же параметрах и в том же объеме маховика. Увеличение энергоемкости маховика происходит без увеличения габаритов, массы и числа оборотов маховика за счет емкостного накопления электрической энергии подобно конденсатору.

На рис.2 представлено техническое решение маховичного аккумулятора, позволяющее накапливать в одном маховике одновременно четыре вида энергии: кинетическую энергию осевого вращения маховика, кинетическую энергию прецессии вокруг геометрической оси подшипников, по-

тенциальную энергию упругих деформаций вала и упругоэластичного тела маховика и энергию электрического поля маховика (энергию системы зарядов, наводимых в теле маховика). В конструктивном отношении маховик 1, представляющий собой толстый круглый диск, выполненный из высокоэластичного диэлектрика, наполненного магнитно-мягким токопроводящим наполнителем (ферритовым порошком), гибкий полый вал 2, опоры 3, компрессор 4 для подкачки в полость маховика сжатого воздуха, соленоид 5 для создания магнитного поля, при пересечении силовых линий которого в теле маховика наводится система дипольных электрических зарядов (емкостное накопление электрической энергии), емкостные датчики перемещений вала 6 и колебаний маховика 7, солнечная батарея 8 и блок управления 9.

Аккумулятор работает следующим образом. Стационарным разгонным двигателем раскручивают маховик до критических оборотов, вследствие чего вал прогибается и начинается прецессия – орбитальное движение маховика вместе с валом вокруг геометрической оси подшипников. Разница жесткости опор маховика в двух направлениях обеспечивает обратную прецессию. При этом эпюра скоростей частиц маховика выравнивается по модулю и направлению. С дальнейшей раскруткой маховика автоматически возбуждаются собственные упругие колебания тела маховика. Энергия для возбуждения и поддержания таких колебаний поступает от осевого и орбитального движений маховика. Порядок гармоник автоколебаний определяется числом оборотов вала и визуально наблюдается как число пучностей и узловых диаметров системы стоячих волн на поверхности маховика-диска подобно тому, как образуется система пучностей и узлов на колеблющейся струне. В рассматриваемой колебательной системе управляющим параметром является плотность тела маховика, которая регулируется нагнетанием сжатого воздуха в капилляры и поры его таким образом, чтобы линейная скорость движения частиц маховика-диска в эпюре скоростей была равна скорости распространения упругих волн.

Устойчивость работы аккумулятора энергии обеспечивается образованием системы стоячих волн и целочисленными соотношениями между орбитальными движениями, осевыми вращениями маховика и упругими колебаниями его тела. Помимо этого амплитуда колебаний не должна превышать критических значений, то-есть находиться в пределах линейного закона Гука. Последнее условие обеспечивается соблюдением баланса энергии за период колебаний – энергия, теряемая динамической системой за этот период, должна пополняться от внешнего источника. Практически это осуществляется путем периодического воздействия на упругий диск на участках пучностей, поскольку на участках узловых диаметров такое взаимодействие с внешним источником энергии невозможно.

Необходимая мощность для поддержания установленного значения

амплитуды упругих колебаний, подводится через такой низкопотенциальный источник энергии, как солнечная радиация. Для этого аккумулятор содержит солнечную батарею с преобразователем частоты колебаний электрического тока, который в резонансе с собственной частотой упругих колебаний маховика-диска пополняет емкостной электрический заряд системы электрических диполей. Необходимое расстояние между изогнутым валом и геометрической осью подшипников поддерживается блоком программного управления, который по сигналу емкостных датчиков регулирует жесткостью полого гибкого вала и плотностью тела маховика.

Энергия электрического поля маховика как энергия системы зарядов Q_k может быть подсчитана по формуле

$$We = \sum_{k=1}^n \frac{U_k Q_k}{2},$$

где U_k - потенциал.

Это эквивалентно энергии электрического поля в объеме V , заполненном заряженными частицами,

$$We = \int_V \frac{ED}{2} dV = \frac{ED}{2} V.$$

где E D - скалярное произведение векторов напряженности поля и смещения, V объем материала маховика.

Полная энергия маховика (кинетическая энергия вращения + потенциальная энергия упругих деформации + энергия электрического поля)

$$E = T_{\text{в}} + U + We.$$

Плотность полной (суммарной) энергии, или удельной энергоемкости

$$e = \frac{E}{m}.$$

Таким образом, повышение энергоемкости аккумулятора за счет наведения в теле маховика системы дипольных электрических зарядов дает прибавку в энергии без увеличения габаритов, массы и оборотов маховика. Помимо этого открывается возможность передачи энергии исполнительным органам (потребителям) не только традиционным способом через вал, а и посредством преобразования всей накопленной в аккумуляторе энергии в электрическую.

Список литературы: 1. Гулиа Н.В. Накопитель энергии.- М.: Наука, 1980.- 152с. 2. Рудничный транспорт и механизация вспомогательных процессов. - Недра, 1978.- С. 238.

Слано в редакцию 29.05.03

Рекомендовано д.т.н., проф. Шевченко Ф.Л.

МНОГОУРОВНЕВОЕ ПРОГНОЗИРОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ ТЕХНИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ ДИСКРЕТНОГО ДЕЙСТВИЯ НА ПРИМЕРЕ ПРОКАТНОГО СТАНА

Гладчук Е.А. (ДонГУЭТ им. М. Туган-Барановского, г. Донецк, Украина)

The generalized function of managing influence is given in view of its level at transient in technical system of discrete action. The results of multilevel forecasting of parameters of technical system on an example of the rolling mill are given.

В общем случае, прокатный стан представляет собой техническую систему дискретного действия, для которой характерно постоянное изменение краевых условий взаимодействия, как внутри отдельных подсистем (изменение краевых условий взаимодействия в очаге деформации отдельной прокатной клетки), так и между самими подсистемами (изменение кинематических и силовых параметров при переходе прокатываемого металла из одной клетки в другую, что особенно характерно для непрерывных прокатных станов (НПС), когда прокатываемый металл одновременно прокатывается в группе прокатных клеток) [1]. При этом, задача автоматизированной системы управления (АСУ) прокатного стана сводится к выдаче и реализации управляющего воздействия на прокатываемый металл с заданной погрешностью в процессе непосредственного автоматического управления технологическим процессом прокатки с целью обеспечения требуемых стандартом геометрических параметров и механических свойств проката [2]. Однако, в условиях нестабильности кинематических и силовых параметров прокатки и, как следствие, возбуждения переходного процесса колебательного характера, попытки АСУ оперативно выработать и реализовать управляющее воздействие на прокатываемый металл в режиме непосредственного автоматического управления с использованием существующих алгоритмов, не учитывающих многоуровневую структуру прокатного стана, приводят к взаимному искажению, как управляющего воздействия, так и краевых условий взаимодействия внутри такой технической системы, что, в конечном итоге, и определяет отказ от непосредственного оперативного автоматического управления технологическим процессом прокатки при переходном процессе [3].

Цель — расширение управляющих возможностей АСУ в выработке и реализации оперативного управляющего воздействия на прокатываемый металл в режиме непосредственного автоматического управления путем многоуровневого прогнозирования параметров прокатного стана, как типовой технической системы дискретного действия.

Обобщенная функция $f^{(n)}(W)$ управляющего воздействия в соответствии с учетом его уровня легко может быть реализована существующими

аппаратно-логическими средствами современной АСУ прокатного стана, если ее представить в адаптированном, с учетом весомости структурных чисел, функционально-параметрическом виде [4]:

$$f(^nW) = \begin{cases} \sum \begin{pmatrix} {}^nE_1^i \\ \dots \\ {}^nE_j^i \end{pmatrix} - \sum (\sum X_i^n + \sum F_i^n), \\ \sum (\sum Y_i^n + \sum U_i^n) - \sum \begin{pmatrix} {}^nE_1^i \\ \dots \\ {}^nE_j^i \end{pmatrix}. \end{cases} \quad (1)$$

где $\sum X_i^n$ - сумма заданных конкретных входных параметров состояния подсистем;

$\sum F_i^n$ - сумма внешних возмущающих факторов;

$\sum Y_i^n$ - сумма однозначных конечных параметров состояния подсистем с учетом их внутренних возмущающих факторов $\sum U_i^n$;

${}^nE_j^i$ - конечный набор преобразований состояния прокатываемого металла в соответствии с уровнем управляющего воздействия. Состояние прокатываемого металла может быть описано рядом показателей, на пример, для горячекатанного полосового проката: кривизна раската $\rho, 10^{-4} \text{ м}^{-1}$, продольная разнотолщинность $\delta h, \text{ мм}$, плоскостность $A \cdot \lambda, \text{ мм} \cdot \text{м}^{-1}$, относительное удлинение $\delta, \%$, ударная вязкость KCV^{-60} и $KCV^{-15}, \text{ МДж} \cdot \text{м}^{-2}$; шероховатость поверхности $R_a, \text{ мкм}$;

$i \geq 1$ - количество подсистем;

$j \geq 1$ - преобразование прокатываемого металла;

$n \geq 1$ - уровень управляющего воздействия.

Для двенадцатиклетевого НПС 2000 обобщенная функция управляющего воздействия $f(^nW)$ с учетом уровня оперативного управляющего воздействия при переходном процессе в технической системе дискретного действия приобретет вид (рис.1.), где:

подсистемы: $i=1$ - окатиноломатель (одна отдельно расположенная клеть), $i=2$ - реверсивная клеть (одна отдельно расположенная клеть), $i=3$ - черновая группа (пять объединенных клеток), $i=4$ - чистовая группа (пять объединенных клеток), $i=5$ - аппаратные средства АСУ;

преобразования: $j=1$ - обжатие прокатываемого металла в окатиноломателе (один пропуск), $j=k$ - обжатие прокатываемого металла в реверсивной клетке (количество пропусков нечетное и определяется исполь-

зуемой схемой технологического процесса прокатки), $j = m$ – обжатие прокатываемого металла в черновой группе (пять пропусков), $j = p$ – обжатие прокатываемого металла в чистовой группе (пять пропусков), $j = j$ – суммарное обжатие прокатываемого металла в соответствии с используемой схемой технологического процесса прокатки на НПС 2000.

Сравнение параметров НПС 2000 при стандартном функционировании АСУ и промышленного эксперимента с реализацией оперативного непосредственного автоматического управляющего воздействия $f^{(W)}$ при переходном процессе дало следующие результаты: величина усредненной ошибки по силовым параметрам прокатки снизилась в 1,9 раза, по кинематическим параметрам – в 4,3...5,3 раза, по временным параметрам – 2,2...3,9 раза, что и обеспечивает приемлемую стабильность оперативного управляющего воздействия АСУ.

На рис. 2 приведены результаты многоуровневого прогнозирования параметров НПС 2000 АОЗТ НЛМК (Российская Федерация) при прокатке полос 8х1680 мм из стали 17ГС в процессе реализации оперативного непосредственного автоматического управляющего воздействия $f^{(W)}$, где на рис.2:

величина ошибки, %: а – по силовым параметрам; б – по кинематическим параметрам; в – по временным параметрам;

параметры прокатываемого металла: г – кривизна $\rho, 10^{-4} \text{ м}^{-1}$; д – продольная разнотолщинность $\delta h, \text{ мм}$; е – плоскостность $A \cdot \lambda, \text{ мм} \cdot \text{м}^{-1}$; ж – относительное удлинение $\delta, \%$; з – ударная вязкость $KCV, \frac{\text{Мдж}}{\text{м}^2}$; к – шероховатость $R_a, \text{ мм} \cdot 10^{-3}$;

подсистемы: 1 – окалиноломатель; 2 – реверсивная клеть*; 3 – чистовая группа*; 4 – черновая группа* (* – усредненные величины).

Результаты многоуровневого прогнозирования параметров НПС 2000 дают возможность оценить в реальном масштабе времени состояние прокатываемого металла в любой момент технологического процесса прокатки, что позволяет АСУ выработать и реализовать оперативное управляющее воздействие при переходном процессе в технической системе дискретного действия.

$$f(^3W) = \left\{ \begin{array}{l} \left\{ \begin{array}{l} {}^1E_1^1 - \sum (\sum X_1^1 + \sum F_1^1) \\ \sum (\sum Y_1^1 + \sum U_1^1) - \sum {}^1E_1^1; \end{array} \right. \\ \left\{ \begin{array}{l} \sum \begin{pmatrix} {}^1E_1^2 \\ \dots \\ {}^1E_k^2 \end{pmatrix} - \sum (\sum X_2^1 + \sum F_2^1) \\ \sum (\sum Y_2^1 + \sum U_2^1) - \sum \begin{pmatrix} {}^1E_1^2 \\ \dots \\ {}^1E_k^2 \end{pmatrix}; \end{array} \right. \\ \left\{ \begin{array}{l} \sum \begin{pmatrix} {}^1E_1^3 \\ \dots \\ {}^1E_m^3 \end{pmatrix} - \sum (\sum X_3^1 + \sum F_3^1) \\ \sum (\sum Y_3^1 + \sum U_3^1) - \sum \begin{pmatrix} {}^1E_1^3 \\ \dots \\ {}^1E_m^3 \end{pmatrix}; \end{array} \right. \\ \left\{ \begin{array}{l} \sum \begin{pmatrix} {}^1E_1^4 \\ \dots \\ {}^1E_p^4 \end{pmatrix} - \sum (\sum X_4^1 + \sum F_4^1) \\ \sum (\sum Y_4^1 + \sum U_4^1) - \sum \begin{pmatrix} {}^1E_1^4 \\ \dots \\ {}^1E_p^4 \end{pmatrix}; \end{array} \right. \\ \left\{ \begin{array}{l} \sum \begin{pmatrix} {}^1E_1^5 \\ \dots \\ {}^1E_j^5 \end{pmatrix} - \sum (\sum X_5^1 + \sum F_5^1) \\ \sum (\sum Y_5^1 + \sum U_5^1) - \sum \begin{pmatrix} {}^1E_1^5 \\ \dots \\ {}^1E_j^5 \end{pmatrix}; \end{array} \right. \end{array} \right.$$

Рис. 1. Уровневая функция управляющего воздействия $f(^nW)$ НПС 2000 при переходном процессе.

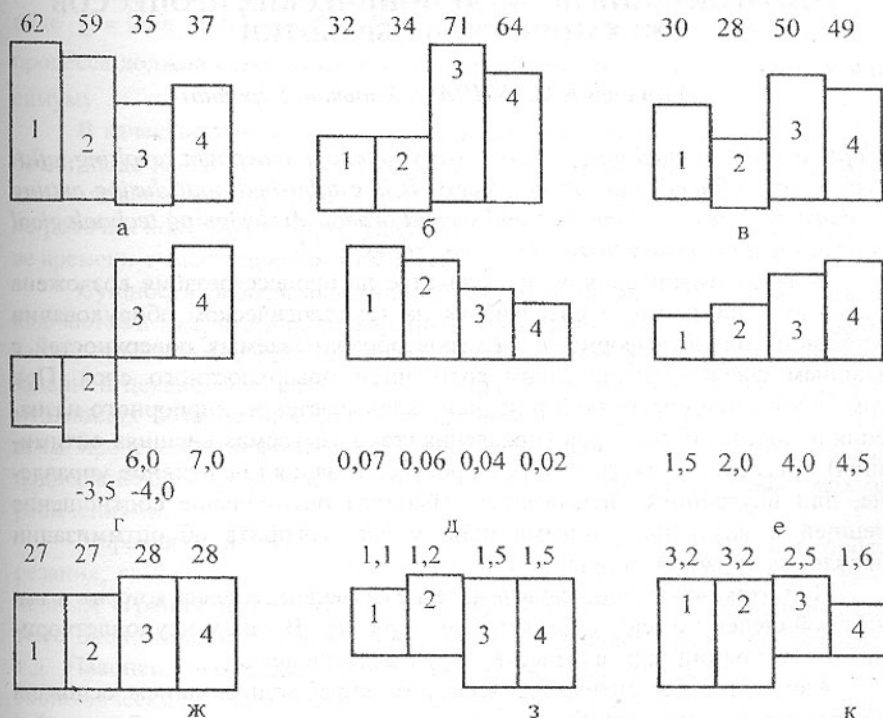


Рис. 2. Результаты многоуровневого прогнозирования параметров НПС 2000

Список литературы: 1. Гладчук Е.А. Расширение управляющих возможностей АСУ ТП прокатного стана//ВСЁ. 2002. - № 2(24) . - С. 62 – 65. 2. Гладчук Е.А. Основы графического анализа электромеханической системы клетки прокатного стана с фрикционной связью через прокатываемый металл// Металлы и литьё Украины. – 2000.- № 1-2. – С. 43 - 45. 3. Гладчук Е.А. Возможности управления геометрией и механическими свойствами толстого раската в общем случае процесса прокатки// Металлы и литьё Украины. – 2001.- № 1-2. – С. 35 - 38 . 4. Гладчук Е.А. Анализ возможностей непосредственного автоматического управления технической системой “прокатный стан”. В. сб. Прогрессивные технологии и системы машиностроения: Международный сб. научных трудов. – Донецк: ДонГТУ, 2002. Вып. 20. – С. 96 – 100.

Слано в редакцию 27.05.03
Рекомендовано д.т.н., проф. Седуш В.Я.

ОПТИМИЗАЦИЯ ПОЛИГАРМОНИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ МЕХАНИЧЕСКОЙ ОБРАБОТКИ

Гордеев А.С. (УИПА, г. Харьков, Украина)

By optimization of machining it is necessary to take into account revolting influences which influence current of process. It is established, that during cutting there are resonances of the first and second orders. At designing technological processes it is necessary to avoid resonant zones.

В автоматизированном производстве на процесс резания возложена задача функционального обеспечения на технологическом оборудовании требуемой точности формы и размеров обрабатываемых поверхностей с заданным физико-механическим состоянием поверхностного слоя. При этом управление обработкой резанием складывается из априорного назначения исходных параметров управления (так называемая внешняя оптимизация) и изменение части из них в процессе резания (адаптивное управление, или внутренняя оптимизация). Выбирая оптимальное соотношение внешней и внутренней оптимизации, можно говорить об оптимизации управления обработкой резанием.

При этом возникают различные технологические решения, которые в значительной степени имеют субъективный характер. В таком неудовлетворительном состоянии задача существует уже десятки лет.

Аналитическая оптимизация способа обработки резанием основана на параметрах этого способа, которые задаются технологической задачей и средствами обработки. Оптимизируются прежде всего рабочие режимы, такие, как подача, скорость и глубина резания. Точное определение текущих параметров процесса затруднительно, поэтому необходимо учитывать их через возмущающие воздействия, которые влияют на течение процесса. Возмущающие воздействия во время резания порождаются изменяющимся припуском на обработку, нагрузкой в технологической системе, свойствами материала обрабатываемой заготовки и режущей части инструмента. Если создать условия, исключаящие изменение во времени возмущающих воздействий, то оптимизация процесса поддержанием режимов на определенном уровне логично переходит в непрерывную или внутреннюю оптимизацию.

Автоматическое управление линейным процессом проще, чем полигармоническим. Для того, чтобы уравнение $u = A \cdot \sin(\omega\tau + \varphi)$ привести к линейному виду, должно выполняться условие $A=0$ или $\sin(\omega\tau + \varphi) = 0$. Или по другому целевая функция, это система уравнений

$$Q(\tau) = \begin{cases} A = 0 \\ \omega\tau + \varphi = 0 \end{cases}$$

Следовательно, в общем виде задача оптимизации представляется в виде $Q = \{\min f(A_i), \max f(\omega_i)\}$, т.е. амплитуда A_i полигармонического процесса должна стремиться к минимуму, а частота ω_i (или период) к максимуму.

В качестве управляемых переменных для оптимизации режима обработки чаще всего используют $v(\tau)$ и $s(\tau)$. В качестве времени может быть как само время резания, так и другие показатели процесса, например, число рабочих ходов, за которое удаляется припуск. В нашем случае в качестве времени τ выступает такт выпуска.

Сущность работы адаптивных систем оптимального управления заключается в том, что для повышения эффективности обработки поддерживается оптимальное протекание технологического процесса относительно заданной целевой функции. Несмотря на случайный характер потока возмущающих воздействий, адаптивная система так управляет технологическим процессом обработки резанием, что целевая функция непрерывно поддерживается на оптимальном уровне в пределах, устанавливаемых ограничениями.

Управляющие процессом обработки переменные: подача, скорость резания, глубина резания. Управляющие переменные подчинены определенным ограничениям. Такими ограничениями являются вибрации в системе, экономическая стойкость инструмента, температура в зоне резания и т.д. Наконец, выходные переменные должны характеризовать технико-экономические показатели работы станка, это могут быть данные о производительности, об уровне вибрации или величинах, однозначно с ними связанных и характеризующих эти показатели.

В работе [1] получено уравнение, которое описывает рассеяние размеров во времени при механической обработке. Уравнение получено на основе полигармонической теории формирования действительных размеров при резании. Данная зависимость имеет вид

$$\xi_T(\tau) = (a\tau + b) + \tau^2 \sin \frac{1}{C_T} + \frac{G}{0.59 \cdot 10^{-6}} e \cdot n^2 \cos(n \cdot \tau) + 10C_p t^x s^y v^n K_p(1)$$

где C_T - дисперсия процесса; e - погрешность базирования.

Уравнение (1) не позволяет в явном виде оценить влияние режима обработки на точность геометрических параметров детали. Причинами появления отклонений формы и расположения элементарной поверхности являются не только геометрические отклонения исходной заготовки, но и отклонения параметров системы (например, изменение жесткости технологической системы при разных угловых положениях шпинделя), физико-механических свойств заготовки и режима обработки (переменными могут быть не только глубина резания, но также подача и скорость резания). Влияние возмущающих факторов учитывается уравнением [2]

$$u = \alpha \cdot \cos(\tau + \beta) + \frac{A_1}{1 - \omega_1^2} \cos(\omega_1 \cdot \tau) + \frac{A_2}{1 - \omega_2^2} \cos(\omega_2 \cdot \tau + \varphi) + \varepsilon \{ \}. \quad (2)$$

т.к. последнее слагаемое $\varepsilon \{ \}$ на два порядка меньше суммы первых трех, то им можно пренебречь. Введем следующее обозначение

$$A_{\Sigma} = \frac{A_1}{1 - \omega_1^2} \cos(\omega_1 \cdot \tau) + \frac{A_2}{1 - \omega_2^2} \cos(\omega_2 \cdot \tau + \varphi)$$

т.е. будем исследовать влияние режимов обработки на полигармоническую волну A_{Σ} . Кроме того в уравнении (1) слагаемое $(a\tau + b)$ характеризует дрейф рассеяния размеров и на амплитуду и частоту полигармонического процесса оно не влияет, следовательно им тоже можно пренебречь.

Тогда учитывая выше сказанное, а также то, что $u = \xi_T(\tau)$, можно записать

$$\alpha \cdot \cos(\tau + \beta) + A_{\Sigma} = \tau^2 \sin \frac{1}{C_T} + \frac{G}{0.59 \cdot 10^{-6}} e \cdot n^2 \cos(n \cdot \tau) + 10 C_p t^x s^y v^n K_p$$

Будем считать, что при обработке могут изменяться уровни подачи и скорости резания, а также глубина резания при постоянном среднем значении других параметров условий обработки. Расчеты производились при следующих постоянных коэффициентах:

Исходные данные:

$$\begin{array}{llll} \alpha := 0.27 & \sigma := 0.008 & x := 1.0 & K_p := 0.98 \\ \beta := 0.476 & e := 0.02 & y := 0.75 & D := 74 \\ G := 0.59 \cdot 10^{-6} & C_p := 300 & n := -0.15 & \end{array}$$

Переменные величины:

$$\begin{array}{l} t := 1.2 \\ v := 10, 10 + 2 \dots 100 \\ s := 0.07, 0.07 + 0.01 \dots 0.5 \\ \tau := 1 \end{array}$$

Как следует из анализа полученных результатов (рис.1), для принятых условий обработки повышение уровня глубины резания и подачи приводит к линейному увеличению амплитуды и частоты полигармонического процесса. Большое влияние на рассеяние размеров оказывает скорость резания.

Это объясняется наличием резонансов первого и второго порядков. В общем случае резонансные частоты легко определяются. Рассмотрим обработку детали типа «поршень» на гидрокопировальном станке 1Н713. Поршень устанавливается на разжимную оправку. Обработка производит-

ся эльборовыми резцами. При черновом точении устанавливается следующий режим обработки: скорость резания $v = 254 \text{ м/мин}$, подача $s = 0,16 \text{ мм/об}$, глубина резания $t = 2,25 \text{ мм}$. Обрабатываемый диаметр $D = 81 \text{ мм}$.

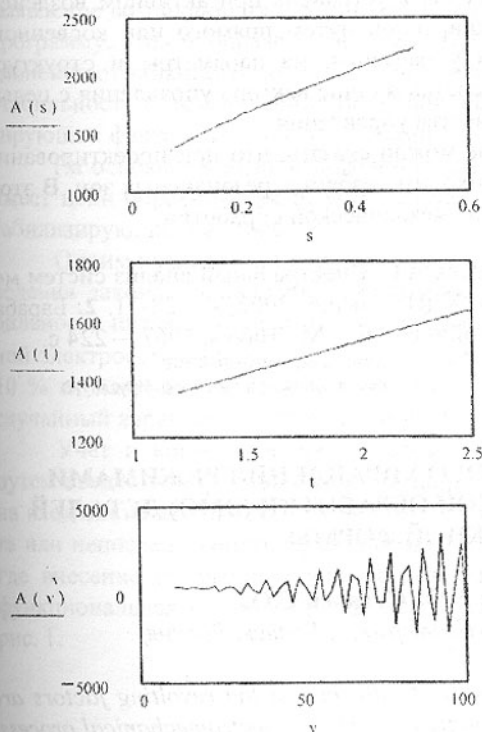


Рис.1. Влияние режимов обработки при наружном продольном точении на характеристики полигармонической волны

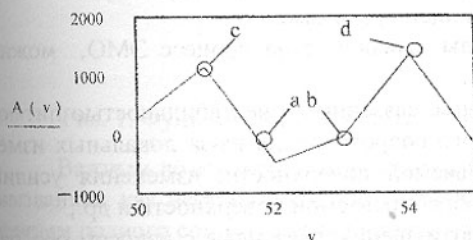


Рис. 2. Зоны отсутствия резонансных частот при токарной обработке

На рис.2 изображен график из которого хорошо видно, что при скоростях $v=51,7$ и $53,05 \text{ м/мин}$ (соответственно узлы a и b) отсутствуют явления резонанса. На этих резания повышается точность обработки и уменьшается величина микронеровностей и шероховатости. Однако при скоростях $v=51$ и 54 м/мин (соответственно узлы c и d) наблюдаются явления резонанса. Учитывая дисбаланс шпиндельного узла, а также неравномерность кругового момента электропривода ($\approx 10\%$) очень трудно удержать скорость резания возле $v=51,7$ или $53,05 \text{ м/мин}$. Таким образом повышение качества механической обработки упирается в проблему более точного управления частотой вращения исполнительных механизмов технологического оборудования.

При комбинированном управлении по отклонению и возмущению объем априорной информации может быть еще

более уменьшен, так как текущая информация в этом случае определяется изменением контролируемых возмущений и параметров процессов в объекте управления. При этом удастся достичь высокого качества управления. Данная неопределенность может быть устранена при активном воздействии текущей информации, расширенной путем прямого или косвенного измерения параметров объекта управления, на параметры и структуру управляющего устройства и на составляющие вектора управления с целью поддержания заданной меры качества управления.

Суммируя выше сказанное можно сказать, что при проектировании технологических процессов необходимо избегать резонансных зон. В этом лежит резерв повышения качества механической обработки.

Список литературы: 1. Гордеев А.С. Спектральный анализ систем механической обработки. /Вестник ХДПУ, вып.6, 2002, - С.28-31. 2. Барабашин Е.А. Введение в теорию устойчивости. – М.: Наука, 1967. – 224 с.

Сдано в редакцию 26.05.03

Рекомендовано д.т.н., проф. Прутяну О.

СИСТЕМА АДАПТИВНОГО УПРАВЛЕНИЯ РЕЖИМАМИ ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКОЙ ОБРАБОТКИ (ЭМО) ДЕТАЛЕЙ СЛОЖНОЙ ФОРМЫ

Горленко А.О., Сухарев С.О.

(БГТУ, ОАО НИИ «Изотерм», г. Брянск, Россия)

The questions of decrease(reduction) of influence of the revolting factors are considered at realization of technological process of electromechanical processing of a superficial layer of details with complex(difficult) structures.

В системе для ЭМО деталей сложной формы [1, 2] точность воспроизведения технологического процесса обработки зависит не только от правильности разработки программ для конкретной детали, но так же от ряда других возмущающих факторов, носящих случайный характер, значение которых нельзя учесть в управляющей программе.

Возмущения внешней среды, влияющие на процесс ЭМО, можно условно разделить на две группы:

- быстротекущие возмущения, связанные с нестабильностью питающей сети, изменением контактного сопротивления из-за локальных изменений шероховатости обрабатываемой поверхности, изменения усилий прижатия контактного ролика к обрабатываемой поверхности и др.;
- медленно действующие возмущения, связанные с износом обрабатываемого ролика, постепенным изменением шероховатости обрабатываемой поверхности и т.п.

С целью исключения или значительного уменьшения влияния вышеперечисленных факторов на стабильность процесса ЭМО в схему системы вводятся обратные связи, обеспечивающие: слежение за ходом процесса, выявление возникающих отклонений и внесение поправок в управляющую программу. Таким образом, система сама реагирует на возникающие отклонения от заданного закона изменения режимов ЭМО и обеспечивает их стабильность путем внесения поправок, устраняющих влияние дестабилизирующих факторов, другими словами система становится адаптивной.

На основании вышеизложенного, разработанная адаптивная система имеет цепи обратной связи, устраняющие влияние соответствующих дестабилизирующих факторов.

Одним из возмущающих факторов, влияющих на точность воспроизведения закона управления режимами в системе ЭМО, является нестабильность питающей сети. В соответствии с требованиями к промышленной электросети нестабильность по напряжению допускается на уровне $\pm 10\%$ от напряжения сети. Поскольку нестабильность напряжения носит случайный характер, программный учет нестабильности невозможен.

Учет и корректировка нестабильности сети могут осуществляться путем введения обратной связи по напряжению с выхода трансформатора на вход системы управления с соответствующим коэффициентом пересчета или непосредственно в управляющую ЭВМ через систему прерываний, где внесение поправки осуществляется программным способом. Общая функциональная схема системы стабилизации напряжения приведена на рис. 1.

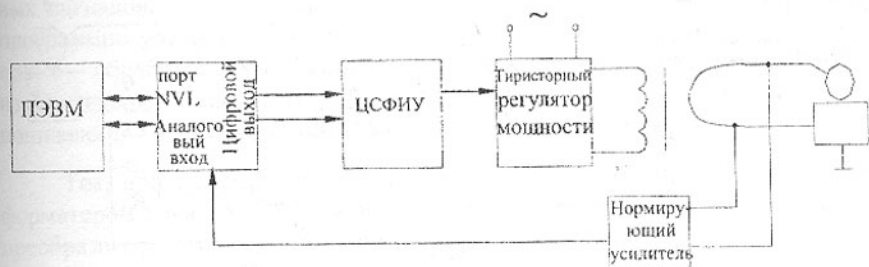


Рис. 1. Функциональная схема стабилизации выходного напряжения

Важным возмущающим фактором является нестабильность по току, вызванная, как нестабильностью напряжения питающей сети, так и изменением полного сопротивления цепи, вызванного в основном нестабильностью переходного контакта между роликом и обрабатываемой поверхностью детали.

Контроль и корректировка тока в процессе ЭМО детали является существенным фактором повышения качества обработки.

Функциональная схема корректировки тока в процессе обработки представлена на рис. 2.

Работа цепи обратной связи по току осуществляется следующим образом. Вторичная обмотка трансформатора тока нагружена на измерительный резистор R, на котором образуется измерительное напряжение, пропорциональное току в рабочей цепи (с учетом коэффициента трансформации трансформатора тока). Измеренное напряжение преобразуется в постоянное с помощью измерительного выпрямителя 9 и усиливается нормирующим усилителем 10 до величины, необходимой для полного использования диапазона преобразования АЦП порта NVL 2. Усиленный сигнал поступает на аналоговый вход порта ввода/вывода, где преобразуется в цифровой код и поступает ПЭВМ. В ПЭВМ цифровой код активизирует программу внесения поправок в управляющий код.

Таким образом, по цифровому каналу порта NVL на систему фазоимпульсного управления поступает сигнал управления тиристорным регулятором мощности 4 с учетом внесенной поправки.

Предложенный способ косвенно учитывает большинство возмущающих факторов, имеющих случайный характер возмущения.

Рис. 2. Функциональная схема корректировки рабочего тока в процессе ЭМО:



1 – управляющая ЭВМ; 2 – порт ввода/вывода типа NVL; 3 – цифровая система фазо-импульсного управления; 4 – тиристорный преобразователь мощности; 5 – силовой трансформатор; 6 – трансформатор тока; 7 – обрабатывающий ролик; 8 – обрабатываемая деталь; 9 – измерительный выпрямитель; 10 – нормирующий усилитель

Функциональная схема адаптивной системы управления процессом ЭМО деталей сложной формы представлена на рис. 3.

Управляющая программа, хранящаяся в памяти управляющей ЭВМ 1 последовательно считывается и через порт ввода/вывода 2 поступает в виде цифрового кода на ЦСФИУ 3, в которой в соответствии с цифровым кодом вырабатываются сигналы управления регулятором мощности 4. На вторичной обмотке понижающего трансформатора TV 1 устанавливается напряжение, обеспечивающее заданный программой рабочий ток ЭМО.

Напряжение вторичной обмотки TV 1 преобразуется в цифровой код в преобразователе напряжение — код 9 и сравнивается с кодом управляющей программы. В случае отклонения выходного напряжения от заданного в программный код вносится поправка, что обеспечивает стабилизацию выходного напряжения от колебаний напряжения питающей сети.

9

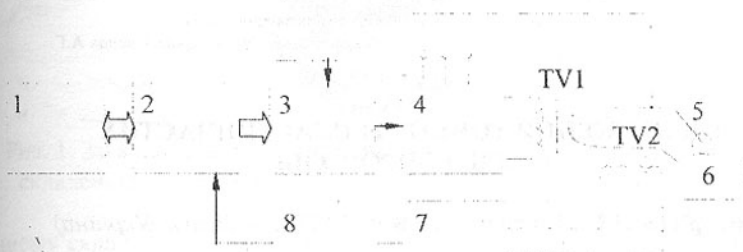


Рис. 3. Функциональная схема адаптивной системы управления процессом ЭМО: 1 — управляющая ЭВМ; 2 — порт ввода/вывода цифровых и аналоговых сигналов; 3 — цифровая система фазо-импульсного управления; 4 — программно управляемый регулятор мощности; 5 — обрабатывающий ролик; 6 — обрабатываемая деталь; 7 — преобразователь ток/напряжение; 8 — измерительный выпрямитель; 9 — преобразователь напряжение/код; TV 1 — понижающий трансформатор; TV 2 — трансформатор тока

Ток, протекающий во вторичной цепи TV 1, контролируется трансформатором тока TV 2, преобразуется в пропорциональное напряжение в преобразователе «Ток-напряжение» 7 преобразуется в постоянное напряжение измерительным выпрямителем 8 и поступает на аналоговый вход порта ввода/вывода 2. После преобразования аналогового сигнала в цифровой код сигнал поступает в управляющую ЭВМ, где программно формируется поправка в управляющую программу, компенсирующая отклонение рабочего тока от заданного (т.е. осуществляет стабилизацию рабочего тока).

Управляющая ЭВМ производит обработку поступивших сигналов и формирует новое значение управляющей программы с учетом внесенных

поправок. В подальшому процесі повторюється на кожному циклі обробки. Таким чином здійснюється стабілізація і коректування режимів обробки при дестабілізуючих впливах.

Список літератури: 1. Горленко А.О. Електромеханічні методи обробки // Машинобудування. Енциклопедія / Ред. совет: К.В. Фролов (пред.) і др. – М.: Машинобудування. Технологія виготовлення деталей машин. Т.ІІІ-3 / А.М. Дальський, А.Г. Сушков, Ю.Ф. Назаров і др. / Под общ. ред. А.Г. Суслова, 2000. – С. 356 – 361. 2. Сушков А.Г., Горленко А.О. Електромеханічна обробка// Справочник технолога-машинобудівця в 2-х т., 5-е изд., перераб. и дополн./ Ред. совет.: А.М.Дальський (пред.) і др. – М.: Машинобудування. Т. 2/ Под ред. А.М.Дальського, А.Г.Косиловой, Р.К.Мещерякова, А.Г.Суслова, 2001 – С. 553-562.

Сдано в редакцію 26.05.03

Рекомендовано д.т.н., проф. Сушков А.Г.

ДОСЛІДЖЕННЯ ТОЧНОСТІ ПЛАСТИНЧАСТИХ МАГНІТОПРОВІДІВ

Григор'єва Н.С., Божидарнік В.В. (ЛДТУ, м. Луцьк, Україна)

The data of experimental researches of an accuracy automatic flexible assembling a core-lamination stacks are reduced. The researches of an exactitude of the shape an inside diameter of a package, displacement of laminas in a package on an inside diameter, magnitudes a burrs of laminas and them crushing are explained. The methods of raising accuracy such packages are indicated.

Вступ. У різних технологічних і господарських машинах широко застосовуються електричні двигуни, в котрих в якості магнітопроводів використовуються пластинчасті пакети. Для забезпечення зростаючих потреб ринку виготовлення магнітопроводів повинно бути автоматичним. При подальшому розвитку промисловості в Україні потреби в них значно зростатимуть, тому підвищення якості магнітопроводів є завданням важливим і актуальним. Підвищення якості автоматичного складання пластинчастих магнітопроводів досягається за рахунок вирішення ряду конструкційних і технологічних задач згідно з системою управління якістю при обмеженні їх різноманітності. В зв'язку з цим, особливу актуальність набуває вирішення питань, пов'язаних з підвищенням якості автоматичного гнучкого складання пакетів магнітопроводів, а саме: підвищення показників точності процесу складання, їх дослідження, формування основних показників точності пакетів.

Постановка задачі та огляд питання. На точність складання пластин-

частого магнітопроводу впливають: похибки форми та розмірів пластин, похибки взаємного розташування та їх заусенці. Ці похибки мають суттєвий вплив, як на сам процес автоматичного складання, так і на магнітні властивості магнітопроводу. Відсутність вимірних приладів типу *Surtronic 3* фірми *Taylor Hobson* раніше не дозволяло отримати таку інформацію та провести заходи щодо підвищення якості магнітопроводів. Дослідженню точності автоматичного складання пластинчастих магнітопроводів присвячено багато робіт [1,2,3], а проблематика відноситься до планів ЛДТУ на замовлення державного Комітету України з питань науки і техніки "Автоматизація виробничих процесів". Ці дослідження мають суттєве практичне значення для підвищення показників точності як самих пакетів, так і конструкцій складальних автоматів.



Рис. 1. Загальний вигляд пластини (а) та складеного пакета магнітопроводу (б)

Результати експериментальних досліджень. Пластинчастий магнітопровід (рис.1) складається з 32 пластин (а), товщиною 0,5 мм, зафіксованих між собою двома заклепками (б). Згідно такій конструкції пакета при автоматичному складанні виникає ряд похибок, а саме, зміщення пластин по внутрішньому отворі та розпушування крайніх пластин в пакеті по обидві сторони від розташування фіксуючих заклепок. Ці похибки пакета є наслідком, як похибок самих пластин, так і похибок самого процесу складання. Так, похибки внутрішнього діаметру $\varnothing 29$ мм статора (рис.2) доходять до 140 мкм, а зовнішнього $\varnothing 59$ мм навіть і до 200 мкм, що є досить великими величинами, які визначають в загальному точність складання цілого пакета і пояснюється конструкційною розірваністю контуру внутрішнього отвору $\varnothing 29$.

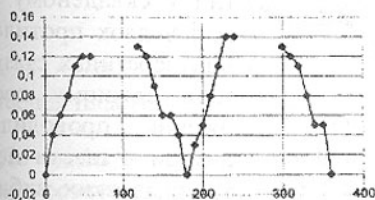


Рис. 2. Похибки форми внутрішнього діаметра пластини

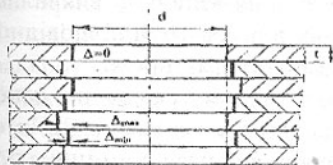


Рис. 3. Зміщення пластин по центральному діаметрі статора

У результаті впливу багатьох факторів (відхилення форми різних поверхонь пластин, їх ексцентриситет, хвилястість і інші) разом з величи-

ною утвореного при штампуванні заусенця приводить до зсуву пластин в автоматично складеному пакеті (рис.3). Відхилення форми внутрішніх поверхонь статора, яке визначається зсувом окремих пластин в складеному пакеті, відбувається за рахунок впливу з одного боку схеми формування пакетів і величин діючих сил стискування, а з іншого – відхиленням форми поверхонь окремих пластин.

Механізм утворення заусенець при їх вирубці відомий. В зазор між пуансоном і матрицею втягується метал, котрий по площині розриву металу листа по периметру вирубки утворює заусенець різної форми та висоти. Негативне значення заусенець полягає в збільшенні магнітних втрат. Згідно [2] заусенці пластин статора електродвигуна АОЛ2-21/4 в залежності від зусилля пресування та зазору матриця-пуансон збільшують такі втрати на 25-35%. При висоті заусенець 10 мкм величина магнітних втрат не перевищує 3-5%.

Аналіз отриманих зсувів показує їхній несиметричний випадковий характер (рис.4 а, б), тобто наявність деформування пластин після остато-

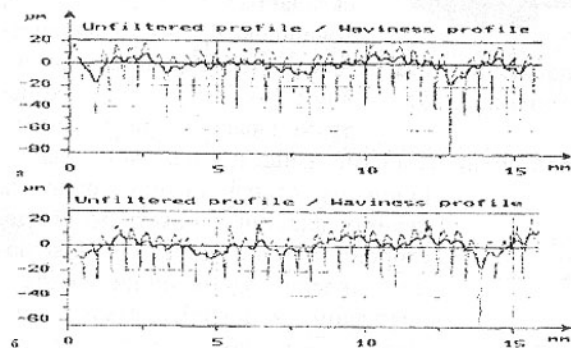


Рис. 4. Зміщення пластин статора по внутрішньому діаметрі в двох поперечних січеннях а і б

чного стискування та фіксації пакета. Нежорсткі пластини в пакеті при стискуванні як би розтягуються у певних напрямках. Порівнюючи положення пластин у складеному пакеті в двох протилежних перетинах статора (при кожному дослідженні проводилися виміри в шести перетинах, з яких вибиралася пара з найбільшими відхиленнями), видно, що їх розкид має чисто випадковий характер і в першому перетині досягає 80 мкм, а другому – 60 мкм. Були отримані подібні криві зсуву пластин ротора, хоча їхня величина виявилася трохи меншою. У двох протилежних перетинах він досягнув відповідно 30 і 40 мкм, що швидше за все пояснюється розмірним фактором.

З приведеного слідує, що при автоматичному складанні пакетів пластин значення має не тільки схема та режими стискування та їх фіксація, але також і зусилля розтискування фіксуючої цангової чи іншого типу оправки, що формуватиме форму та розміри внутрішнього робочого діаметра статора в процесі його складання.

Проведені експериментальні дослідження точності пакетів показали,

що розкид положення окремих пластин в пакеті знаходиться в межах 0,08 мм, що виходить за межі поля допуску $\varnothing 29^{+0.05}$. Зсув пластин є наслідком дії багатьох факторів, основними з котрих можна вважати: відхилення форми робочих і орієнтуючих поверхонь, їх ексцентриситет, наявність заусенець. Підвищити точність пластинчастих магнітопроводів, а отже і якість можна за рахунок оптимізації впливу зазначених факторів на виготовлення пластин і складання пакетів.

Результати експериментального дослідження заусенець пластин статора по його внутрішньому діаметрі $\varnothing 29$ мм показано на рис. 5. Максимальна висота заусенця на довжині 0,37 мм складає 24 мкм. В інших пластинах партії їх висота не перевищувала 40 мкм. Поперечне січення цих заусенець показує, що заусенець формується безпосередньо у крайки пластин і далі різко обривається. Поперечна форма заусенця представляє собою випадкову криву розриву матеріалу при вирубці з своїми виступами та западинами. З протилежного боку заусенця пластини форма поверхні більш полого з

утворенням незначного стоншування товщини пластини. Незважаючи на малу величину заусенець, але приймаючи до уваги їх велику кількість у пакеті, можна зробити висновок, що вплив величини заусенець тільки на точність формування пакета буде значним. Наприклад, при числі пластин у пакеті 32 сумарна величина заусенець складає: $24 \text{ мкм} \times 32 = 0,768 \text{ мм}$.

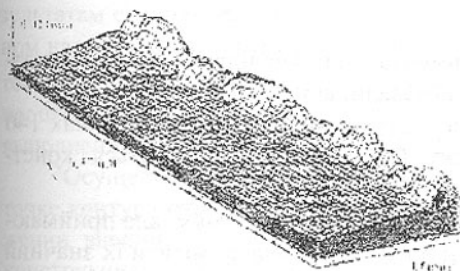


Рис. 5. Аксонометрія форми утвореного заусенця пластини

До однієї з суттєвих похибок пластинчастих магнітопроводів відноситься розпушування пакета, котре обумовлене, як технологічними, так і конструкційними причинами. Після фіксації стиснутого пакета двома заклепками (рис. 1) в місцях протилежних від них пластини творять як би віяло. Це явище при такому скріпленні характерне для всіх пакетів. На рис. 6 показані криві розпушування усередненого пакета, при цьому, верхня крива відповідає верху пакета, а нижня — низу. На трьох координатній вимірювальній машині VISTA фірми Zeiss фактичні положення реальної поверхні пакета по діаметру 58 мм вимірювались в 12 точках з кроком 30° (рис. 7) з точністю 0,0001 мм. Аналіз графіка такого розпушування показує, що найбільша висота підйому пластин спостерігається зверху пакета в точках 3, 11, котрі розташовані в перпендикулярній площині розміщення двох заклепок і становить відповідно 0,4 і 0,5 мм. Знизу пакета це точки 4, 5 і 9, 10, що трохи зміщені від поперечної площини. На приведену

графіку загальне розпушування виносить 0,78 мм, що показує непридатність такого способу фіксації стиснутих пластин в пакеті. Загальне розпушування пакетів знаходилось в межах 0,8 – 1,2 мм, що майже удвічі більше поля допуску ($16_{-0,5}$).

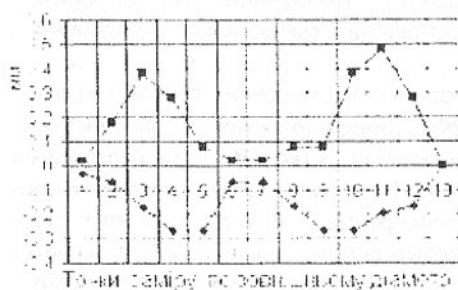


Рис. 6. Графік розпушування верхніх і нижніх пластин пакета магнітопровода

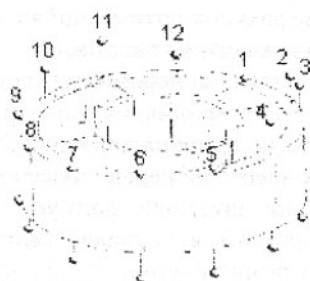


Рис. 7. Відносні величини розпушування пластин в пакеті

Висновки. Одержані дані експериментальних досліджень точності пластинчастих пакетів магнітопроводів показали, що:

- похибки форми внутрішнього діаметра пластин знаходяться в межах 140 мкм, що виходить за поле допуску ($\varnothing 29^{+0,045}$) і пояснюються конструкційною розірваністю лінії кола внутрішнього діаметру;
- величина заусенець після вирубки пластин складає 24 мкм, але приймаючи до уваги велику кількість пластин в пакеті, можна відмітити їх значний вплив на точність автоматичного складання пакета;
- величини зсуву пластин в складеному пакеті по внутрішньому діаметру досягають 60-80 мкм, що також виходить поза межі поля допуску;
- розпушування пакетів знаходилось в межах 0,8 – 1,2 мм, що більше ніж удвічі більше поля допуску ($16_{-0,5}$).

До основних способів підвищення точності складених пакетів відносяться: підвищення точності вирубки пластин, а точніше – виконання закладених норм точності, зміна способу фіксації складеного пакета (збільшення точок фіксації) та схеми діючих сил і режимів при його стискуванні під час автоматичного складання.

Список літератури: 1. Антонов М.В., Герасимова Л.С. Технология производства электрических машин.-М.: Энергоиздат, 1982. 2. Виноградов Н.В. Производство электрических машин.-М.: Энергия, 1970. 3. Григор'єва Н.С. Забезпечення точності автоматичного формування пакетів магнітопроводів. Машинознавство, № 6/7, 2000.

Сдано в редакцію 4.06.03
Рекомендовано д.т.н., проф. Прутяну О.

РАСЧЕТ ВЕЛИЧИНЫ РАДИАЛЬНОГО НАТЯГА В СОЕДИНЕНИИ ПРИ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОМ ОБЕСПЕЧЕНИИ ЗАПАСА УСТАЛОСТИ УЗЛА

Громашев А.Г. (ИрГТУ, г.Иркутск, Россия)

The radial pull in the rivet or bolt joints in the aircraft constructions is one the most important process parameters in the aircrafts production. The paper presents some method and algorithm of the radial pull determination in conditions of the outside load to the part of construction.

Основная задача – получить аналитические зависимости и алгоритм для расчета числа циклов N до зарождения разрушения конструкции типа панели (крыла, центроплана, фюзеляжа), собранной с помощью механических соединений (заклепочных и болтовых), с достаточной для практики точностью определяющей технологический процесс выполнения соединений. Полученное значение величины N сравнивается с заданным, и по результатам сравнения делается вывод о минимально необходимом радиальном натяге Δ_H , который необходимо обеспечить при постановке соединительного элемента (в частности, заклепок). По величине этого натяга в процессе технологического проектирования определяется необходимое для выполнения соединения технологическое оборудование и оснастка [1].

Осуществляется определение параметра локальной напряженности в точке контура отверстия под крепежный элемент при циклическом нагружении внешними силами для безызгибного поперечного соединения (в конструкциях типа “обшивка+стрингер”) и определение долговечности до зарождения усталостной трещины. Алгоритм решения следующий.

1. Определяются эквивалентные напряжения, действующие в зоне соединения $\sigma_{экв}$ [2]:
$$\sigma_{экв} = \sqrt{\sigma_r^2 - \sigma_r \sigma_\theta + \sigma_\theta^2 + 3(\tau_{lp}^2 + \tau_{l\theta}^2 + \tau_{p\theta}^2)}$$
 В этой формуле $\sigma_r = f(P)$, $\sigma_\theta = f(P)$, $\tau = f(P)$ – радиальные, окружные и касательные напряжения, возникающие вокруг отверстия от внешней нагрузки; P – главный вектор внешней нагрузки, действующей на ширине листа; $\tau_{p\theta} = \tau$; $\tau_{lp} = \tau \left(1 - \frac{l}{h}\right) \cos \theta$; $\tau_{l\theta} = \tau \left(1 - \frac{l}{h}\right) \sin \theta$; ρ, θ – полярные координаты точки, в которой определяется напряжение; h – толщина листа.

2. Определяется коэффициент концентрации окружных напряжений $k_\theta = k_0 + k_{cm} \overline{\sigma_{cm}}$, где k_0 – коэффициент концентрации напряжений свободного отверстия при заданном варианте нагружения [3]; k_{cm} – коэффициент, учитывающий роль напряжений смятия.

3. Для подкрепляющих швов максимальные окружные напряжения на контуре отверстия $\sigma_{\theta_{max}} = \sigma_{экв}^{max}$. Если рассчитывается стыковое соедине-

ние [4] (типа стык обшивок на профиле), то вместо $\sigma_{\theta_{\max}}$ используется эффективное напряжение $\sigma^?$: $\sigma^? = \sigma_{\theta_{\max}} [1 + \beta(C_{\max} - 1)]$, где $C_{\max}$

- коэффициент, представляющий отношение максимальных местных напряжений к номинальным напряжениям в листе на удалении от концентраторов:

$$C_{i_{\max}}(z) = \frac{\sigma_{\max}}{\sigma_i} = 1 + \frac{\Delta\sigma_H}{\sigma_i} = 1 + 6 \cdot \overline{M_i(z)} \cdot \frac{\bar{\delta}}{\delta_i}, \quad \text{где } i = 1, 2 \text{ номер листа (в соединении принимают участие два листа - верхний и нижний, условно); } \sigma_i = \frac{P}{\delta_i}; \Delta\sigma_H - \text{значение изгибных напряжений на поверхности (при } y = \pm \frac{\delta_i}{2}); M_i(z) - \text{изгибающий момент; } z - \text{расстояние от начала координат в заданной системе координат сечения конструкции; } \bar{\delta} = 0.5 \cdot \frac{\delta_i}{L}.$$

В рамках классической теории продольно-поперечного изгиба на первом участка ($0 \leq z \leq l_1$) угол поворота $\theta_1(z)$, изгибающий момент $M_1(z)$ и поперечная сила $Q_1(z)$ определяются из выражений:

$$\theta_1(z) = \theta_0 - \overline{Q_0} + \overline{m_0} \cdot k_1 L \cdot \bar{\delta} \cdot \text{sh}(k_1 L z) + \overline{Q_0} \cdot \text{ch}(k_1 L z);$$

$$\overline{M_1(z)} = \frac{M_1}{P \delta} = \overline{m_0} \cdot \text{ch}(k_1 L z) + \frac{\overline{Q_0}}{k_1 L \cdot \bar{\delta}} \cdot \text{sh}(k_1 L z);$$

$$\overline{Q_1(z)} = \frac{Q_1}{P} = \overline{m_0} \cdot k_1 L \cdot \bar{\delta} \cdot \text{sh}(k_1 L z) + \overline{Q_0} \cdot \text{ch}(k_1 L z);$$

где введены обозначения:

$$\overline{m_0} = \frac{m_0}{P \delta}; \quad \overline{Q_0} = \frac{Q_0}{P}; \quad \bar{z} = \frac{z}{L}; \quad \bar{\delta} = \frac{\delta}{L}; \quad \delta = \frac{1}{2}(\delta_1 + \delta_2).$$

Переменные θ_0, m_0, Q_0 являются постоянными и имеют смысл начальных параметров. Параметр $k_1^2 = \frac{P}{D_1}$, где $D_1 = \frac{E_1 \delta_1^3 b_1}{12(1 - \nu_1^2)}$ - цилиндрическая жесткость первого участка, E_1, ν_1 - модуль упругости и коэффициент Пуассона материала листа первого участка, δ_1, b_1 - толщина и ширина листа первого участка. Условия равновесия соединения дают $\overline{Q_0} = \overline{Q_k}$;

$$\overline{m_k} = 1 - \overline{m_0} - \frac{1}{\bar{\delta}} \overline{Q_0}. \quad \text{Для защемления листов по краям, которыми моделируются обшивочные детали в исследуемой проблеме, } \theta_0 = \theta_k = 0 \text{ и}$$

$$\overline{m}_0 = \frac{B_2 A_2 - B_1 (A_4 + A_6 \overline{a})}{A_2 (A_3 + A_5 \overline{a}) - A_1 (A_4 + A_6 \overline{a})};$$

$$\overline{Q}_0 = \frac{(A_3 + A_5 \overline{a}) B_1 - A_1 B_2}{A_2 (A_3 + A_5 \overline{a}) - A_1 (A_4 + A_6 \overline{a})};$$

$$\theta_c = A_5 \cdot \overline{m}_0 + A_6 \cdot \overline{Q}_0,$$

где

$$A_1 = \bar{\delta} (k_1 L \cdot \text{sh}(k_1 L \cdot \bar{l}_1) + k_2 L \cdot \text{sh}(k_2 L \cdot \bar{l}_2)); \quad B_1 = k_2 L \cdot \bar{\delta} \cdot \text{sh}(k_2 L \cdot \bar{l}_2);$$

$$A_2 = \text{ch}(k_1 L \cdot \bar{l}_1) - \text{ch}(k_2 L \cdot \bar{l}_2) + k_2 L \cdot \text{sh}(k_2 L \cdot \bar{l}_2); \quad B_2 = \bar{\delta} \cdot (1 - \text{ch}(k_2 L \cdot \bar{l}_2));$$

$$A_3 = \bar{\delta} (\text{ch}(k_1 L \cdot \bar{l}_1) - \text{ch}(k_2 L \cdot \bar{l}_2)); \quad A_5 = \bar{\delta} \cdot k_1 L \cdot \text{sh}(k_1 L \cdot \bar{l}_1);$$

$$A_4 = \frac{\text{sh}(k_1 L \cdot \bar{l}_1)}{k_1 L} + \frac{\text{sh}(k_2 L \cdot \bar{l}_2)}{k_2 L} - \text{ch}(k_2 L \cdot \bar{l}_2) + \overline{a}; \quad A_6 = \text{ch}(k_1 L \cdot \bar{l}_1) - 1;$$

$$\bar{l}_1 = \frac{l_1}{L}; \quad \bar{l}_2 = \frac{l_2}{L}; \quad \overline{a} = \frac{a}{L}. \quad \text{Тогда } \sigma_{\theta_{\max}} = \sigma^3.$$

4. Определяется величина остаточных напряжений [4] из-за пластического деформирования материала пластинки $\sigma_{\theta}^{(0)}$: $\sigma_{\theta}^{(0)} = \sigma_{\theta_{\max}} - k_{\theta} \sigma_1$.

$$5. \text{ С учетом формулы } -\frac{p_0}{\sigma_s} = \frac{\sigma_{\rho}^{(0)}}{\sigma_s} = \frac{2\mu_0}{2\mu_0 + \mu(N-1)} \cdot \frac{\sigma_k}{\sigma_s} \quad (1)$$

определяются три величины контактных напряжений σ_k :

$$\frac{\sigma_{\theta}^{(0)}}{\sigma_s} = \begin{cases} -\frac{\sigma_{\rho}^{(0)}}{\sigma_s}, & \frac{|\sigma_k|}{\sigma_s} \leq 0,5 \\ 1 - \frac{\sigma_{\rho}^{(0)}}{\sigma_s} + 2 \frac{\sigma_k}{\sigma_s}, & 0,5 < \frac{|\sigma_k|}{\sigma_s} < 1, \\ -\frac{\sigma_{\rho}^{(0)}}{\sigma_s} + \frac{\sigma_k}{\sigma_s}, & \frac{|\sigma_k|}{\sigma_s} = 1 \end{cases} \quad (2)$$

где σ_s - предел текучести материала листа.

6. По трем различным σ_k определяются по формуле [5]:

$$p = \sigma_k = \frac{\sigma_T}{\sqrt{3}} \left[\lambda \ln \sqrt{\frac{2E\Delta_H}{\sigma_s \sqrt{3}}} + (1 - \lambda) \frac{2E\Delta_H}{\sigma_s \sqrt{3}} + \lambda \right] \quad \text{три величины } \Delta_H. \text{ Из по-}$$

лученных трех выбирается максимальное значение. Это искоемое $\Delta_H^{\text{иск}}$.

7. По величине $\sigma_{\theta}^{(0)}$ по формуле (1) определяется величина напряжения

$$\text{давления включения на стенку отверстия } p_0 \text{ и по формуле } x = \frac{|p_0|}{\sigma_1 k_{\theta}} \quad (3)$$

определяется величина x .

8. Из формулы $\sigma_{\theta_{\min}} = k_{\theta} \sigma_1 \cdot \varphi_{\theta}(x, R) + \sigma_{\theta}^{(0)}$, учитывая, что

$\sigma_{\theta_{\min}} = R \sigma_{\theta_{\max}}$, и формулу $\varphi_{\theta}(x, R) = x + (1-x)R^{1-x}$, определяется величина коэффициента асимметрии цикла нагружения R .

9. По формуле $\frac{\Delta \sigma_{\theta}}{\sigma_s} = (1-R) \frac{\sigma_{\theta_{\max}}}{\sigma_s}$ определяется размах окружного тангенциального напряжения в критической точке контура отверстия $\Delta \sigma_{\theta}$.

10. Если параметр $D_0 = \frac{\sigma_{\theta_{\max}}}{\sigma_s} \leq 2$, то на основании параметров базовой локальной кривой усталости [4] вычисляется число циклов до зарождения разрушения. При отсутствии локальных кривых усталости число циклов N до зарождения разрушения определяется по формуле [6]

$$\Delta \sigma_{\theta} = \frac{E}{4N^m + \frac{1+R}{1-R}} \ln \frac{100}{100 - \Psi} + \frac{\sigma_{-1}}{1 + \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_b} \frac{1+R}{1-R}}, \text{ где } m = 0,36 + 2 \cdot 10^{-3} \sigma_b;$$

σ_{-1} - предел выносливости материала; σ_b - предел прочности материала; Ψ - относительно сужение (относительное сужение поперечного сечения образца, определяемое при стандартных испытаниях на растяжение) и затем переход к пункту 14. Если $D_0 = \frac{\sigma_{\theta_{\max}}}{\sigma_s} > 2$, то определяется значение

поправочной функции

$$\varphi(D_0) = \begin{cases} 1, & D_0 \leq 2 \\ 3 - D_0, & 2 < D_0 \leq 3 \\ 0, & D_0 > 3 \end{cases} \quad \text{и уточняется величина давления натяга}$$

$\overline{p_0} = p_0 \cdot \varphi(D_0)$, где $p_0 = \frac{p_0}{\sigma_s}$ - исходное значение давления относительно

ного радиального и тяга; $D_0 = \frac{\sigma_{\theta_{\max}}}{\sigma_s}$ - исходное значение, соответствующее p_0 . Вновь определяется p_0 .

11. По величине p_0 определяются контактные напряжения σ_k по формуле (1), значение искомого натяга $\Delta H^{\text{иск}}$ и по формуле (3) величина x .

12. По формуле (2) определяется величина остаточных напряжений из-за пластического деформирования материала пластинки $\sigma_{\theta}^{(0)}$.

13. По формуле $\sigma_{\theta_{\max}} = k_{\theta}\sigma_1 + \sigma_{\theta}^{(0)}$ уточняются максимальные окружные напряжения на контуре отверстия $\sigma_{\theta_{\max}}$. Переход к пункту 8.

14. Если расчетная величина числа циклов N больше или равна некоторой заданной $N^{\text{зад}}$, то переход к пункту 15. Иначе необходимо изменить геометрические параметры стыка и повторить весь расчет, начиная с п.1.

15. Получили искомую величину радиального натяга в соединении $\Delta_H^{\text{иск}}$ и соответствующее ей значение числа циклов N до зарождения разрушения конструкции с определенными геометрическими параметрами.

Для изгибных и безизгибных соединений технология выполнения посадочных отверстий под заклепки и процесс клепки одинаковые. Расчеты усталостной долговечности *изгибных соединений типа соединения внахлестку* обшивок ведутся по методике безизгибного односрезного заклепочного соединения с учетом радиального натяга и эффективного напряжения для соответствующих значений $C_{\max}$ и коэффициента β .

Список литературы: 1. Громашев А.Г. Методика конструктивно-технологического проектирования соединений узлов планера самолетов. Машиностроение и техносфера на рубеже XXI века// Сборник трудов международной научно-технической конференции в г.Севастополе 10-16 сентября 2001 г. В 3-х томах. – Донецк: ДонГТУ, 2001. т.1.- 303с. 2. Макаров А.Ф. Исследование технологических методов создания высокоресурсных болтовых соединений в конструкциях самолетов при совместном использовании высоких радиальных и осевых натягов//Диссер. на соиск.уч.ст.к.т.н. по спец.05.07.04 “Технология производства летательных аппаратов и двигателей” – М., МАИ, 1979, 181с. 3. Соппротивление усталости и трещиностойкость сплавов, элементов и агрегатов авиационных конструкций. Выпуск 8. Коэффициенты концентрации напряжений у болтовых отверстий в срезных соединениях авиационных конструкций. – РТМ. М., Издат.отд.ЦАГИ, 1994, 22с. 4. Фонарев М.М. Совершенствование расчетной методики оценки усталостной долговечности заклепочных соединений в авиационных конструкциях // Диссер.на соиск.уч.ст.к.т.н. по спец.05.07.03 “Прочность летательных аппаратов” – Рига, РКИИГА, 1990 – с.192. 5. Громов В.Ф. Исследование процесса выполнения высокоресурсных соединений клепкой повышенным давлением // Диссер.на соиск.уч.ст.к.т.н. по спец.05.07.04 “Технология производства летательных аппаратов и двигателей” – М., МАИ, 1977, 221с. 6. Ярковец А.И., Сироткин О.С., Фирсов В.А. и др. Технология выполнения высокоресурсных заклепочных и болтовых соединений в конструкциях самолетов. – М.: Машиностроение, 1987. – 191с.

Сдано в редакцию 26.05.03

Рекомендовано д.т.н., проф. Шевченко Ф.Л.

ВИКОРИСТАННЯ ПОЛІМЕРВМІСНИХ ТЕХНОЛОГІЧНИХ СЕРЕДОВИЩ ПРИ ФРИКЦІЙНОМУ ЗМІЦНЕННІ ДЕТАЛЕЙ МАШИН

Гуреї І.В. (ТДТУ ім.І.Пулюя, м. Тернопіль, Україна)

Researches show that the friction hardening of grey cast iron essentially increases the thickness of hardenable layer with uses surface active polymer content lubricant-coolant МНО-64а and of disk with cutting sideways notchs in the running part in comparison with hardening in oil.

В останній час широко застосовуються на практиці імпульсні технологічні методи поверхневого зміцнення з використанням висококонцентрованих джерел енергії. Сутність даних технологічних методів поверхневого зміцнення полягає у тому, що на відносно невеликі об'єкти металу діють з великими швидкостями концентровані потоки енергії високої інтенсивності, з можливим одночасним пластичним деформуванням поверхневого шару та наступним його швидким охолодженням. Такі умови обробки дозволяють отримати специфічні фізико-механічні, електрохімічні, корозійні і експлуатаційні характеристики поверхневих шарів деталей машин та елементів конструкцій. До таких технологічних методів належить і фрикційне зміцнення. У процесі фрикційного зміцнення у поверхневих шарах відбуваються структурні та фазові перетворення з утворенням зміцнених шарів, які мають низку специфічних фізико-механічних властивостей.

Відсутність достатніх досліджень щодо обґрунтованого вибору технологічних параметрів фрикційного зміцнення гальмують його широке впровадження у виробництво. Вивчення цих питань дає можливість розробити нові технологічні процеси поверхневого зміцнення виробів для підвищення їх працездатності.

При фрикційному зміцненні висококонцентрований потік енергії утворюється в зоні контакту за рахунок високошвидкісного (60-80 м/с) тертя металевго інструмента-диска по оброблюваній деталі. При цьому відбувається інтенсивне зсувне деформування. Фрикційне зміцнення плоских поверхонь проводили на плоскошліфувальному верстаті моделі SPC-20а. Для здійснення фрикційного зміцнення необхідна швидкість не менше 60 м/с, тому була проведена модернізація вузла головного приводу верстата, інші функціональні рухи верстата залишили без зміни. Замість абразивного круга встановили металевий диск, виготовлений зі сталі 45 у нормалізованому стані. Діаметр інструмента складав 200-210 мм, ширина робочої частини – 14-16 мм. Робоча поверхня інструмента була гладкою, так і з нарізаними поперечними пазами для забезпечення процесу імпульсного фрикційного зміцнення. Шорсткість робочої поверхні диска була не більше $R_a = 0,32$ мкм, радіальне биття – не більше 0,03 мм. У зону обробки подається у

великій кількості технологічне середовище. Як технологічне середовище в процесі використовували мінеральне мастило «Індустріальне - 20А» та поверхнево-активну полімервмісну мастильно-охолоджувальну рідину типу МХО-64а. Для подачі технологічного середовища в зону зміднення використовували систему подачі мастильно-охолоджувальної рідини верстата.

Мінеральні мастила традиційно використовуються при фрикційному змідненні деталей машин [1]. Мастило, яке подається в зону зміднення, усуває схоплювання зміднювального інструмента і оброблюваної деталі та сприяє покращанню шорсткості зміднюваної поверхні і якості деталі в цілому. У процесі зміднення мастило розкладається на атомарний вуглець та проходить його масоперенос у поверхневі шари оброблюваної деталі, що сприяє утворенню якісних зміднених шарів.

Поверхнево-активні полімервмісні мастильно-охолоджувальні рідини ефективні при обробці різанням як звичайних, так і важкооброблюваних сталей та сплавів [2, 3]. Полімери, які входять у склад мастильно-охолоджувальних рідин, адсорбуються на поверхнях оброблюваного металу та під дією високих температур і механічних напружень проходить їх механо- й термодеструкція. У результаті цього утворюються високоактивні осколки макромолекул, які мають високу хімічну активність і можливість хімічної взаємодії з оброблюваним металом.

Для визначення ефективності застосовуваного технологічного середовища визначали складові сили тертя, яка виникає в зоні контакту інструменту та деталі, та товщину змідненого шару. Так як фрикційне зміднення аналогічне шліфуванню, то силу тертя можна розкласти на три складові: нормальну P_y , тангенціальну P_z і поперечну P_x . Вимірювання складових сили зміднення проводили з допомогою трьохкомпонентного динамометра.

Дослідження показали, що при фрикційному змідненні сірого чавуну СЧ 20 при використанні мінерального мастила зі швидкістю переміщення стола верстату $V_{cm} = 2$ м/хв, поперечною $S = 2$ мм/дв.хід та вертикальною $t = 0,1$ мм подачами нормальна P_y і тангенціальна P_z складові сили тертя найменші і становили відповідно 189 Н і 16 Н. Поперечна складова P_x сили тертя тільки у початковий момент обробки рівна 5-9 Н, далі різко зменшується і наближається до нуля. Тому в подальшому P_x нами не враховувалась. При збільшенні t до 0,3 мм нормальна складова досягає 439 Н, а тангенціальна – 37 Н (рис. 1).

Зі збільшенням поперечної подачі зростає величина контакту зміднювального інструмента та деталі, що призводить до збільшення P_y та P_z . Так, при змідненні з поперечною $S = 2$ мм/дв.хід стола і $t = 0,2$ мм P_y досягає 312 Н, а P_z - 28 Н. А при $S = 8$ мм/дв.хід стола P_y і P_z зростають до 564 Н і 45 Н відповідно. Збільшення швидкості переміщення стола верстата призводить до зростання складових сили тертя. Так, при змідненні з $S =$

4 мм/дв.хід стола і $t = 0,3$ мм із збільшенням V_{cm} від 2 до 6 м/хв P_y зростає від 564 Н до 839 Н, а P_z - від 51 до 70 Н.

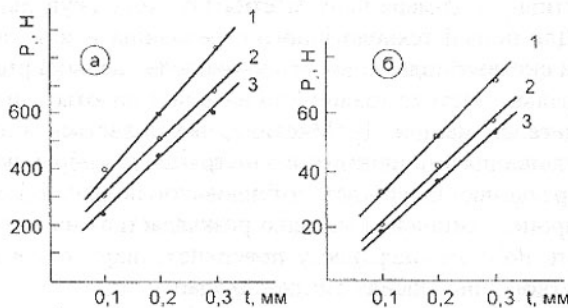


Рис. 1. Залежність складових сили тертя P_y (а) та P_z (б) від вертикальної подачі t при зміцненні сірого чавуну СЧ 20 (1,2-звичайне, 3 – імпульсне фрикційне зміцнення) ($S = 4$ мм/дв.хід, $V_{cm} = 4$ м/хв): 1 – мінеральне мастило, 2, 3 – МХО-64а

Експерименти показали, що при фрикційному зміцненні з використанням як технологічне середовище МХО-64а зі збільшенням t складові P_y та P_z зростають, але набагато менше, ніж при зміцненні з застосуванням мінерального мастила. Так, при звичайному фрикційному зміцненні сірого чавуну СЧ 20 при $V_{cm} = 2$ м/хв, $t = 0,1$ мм та $S = 4$ мм/дв.хід P_y складає 171 Н, а $P_z = 39$ Н. При збільшенні t до 0,3 мм $P_y = 451$ Н, а $P_z = 39$ Н. При збільшенні V_{cm} до 6 м/хв, t до 0,3 мм та $S = 4$ мм/дв.хід $P_y = 682$ Н, а $P_z = 57$ Н. При цьому значення складових сили тертя є меншими, ніж при зміцненні з використанням мінерального мастила.

При імпульсному фрикційному зміцненні з використанням як технологічне середовище МХО-64а зі збільшенням вертикальної подачі складові сили тертя є набагато менші (у 1,3-1,5 разів), ніж при звичайному зміцненні інструментом з гладкою робочою частиною при використанні як технологічне середовище мінерального мастила і також МХО-64а.

Режими фрикційного зміцнення, застосовуване технологічне середовище та форма робочої поверхні зміцнювального інструменту суттєво впливають на товщину зміцненого шару. Так, при фрикційному зміцненні сірого чавуну СЧ 20 при використанні як технологічне середовище мінерального мастила збільшення t від 0,1 мм до 0,3 мм при $S = 4$ мм/дв.хід та $V_{cm} = 4$ м/хв товщина зміцненого шару збільшується від 60 мкм до 100 мкм. Подальше збільшення вертикальної подачі призводить до зростання складових сили тертя, які перевищують допустимі навантаження на підшипники шпиндельного вузла верстату. Також починає погіршуватися якість зміцненої поверхні (рис. 2).

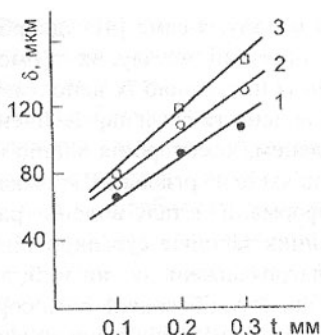


Рис. 2. Залежність товщини змцненого шару δ від вертикальної подачі t при змцненні сірого чавуну СЧ-20 (1, 2 – звичайне, 3 – імпульсне фрикційне змцнення) ($S = 4$ мм/дв.хід, $V_{cm} = 4$ м/хв): 1 – мінеральне мастило, 2, 3 – МХО-64а

Досліди показали, що при імпульсному фрикційному змцненні з використанням як технологічне середовище МХО-64а зі збільшенням вертикальної подачі товщина змцненого шару зростає і при $t = 0,3$ мм становить 140-160 мкм. Слід відмітити, що при тих самих режимах змцнення ми маємо найменші складові зусилля змцнення, а товщина змцненого шару найбільша. Так, P_y зменшилася у 1,5 разів, P_z – у 1,3 разів у порівнянні зі змцненням з використанням мінерального мастила. Залежності товщини змцненого шару від поперечної подачі та від швидкості переміщення стола верстата мають також екстремальний характер. Змцнений шар найбільшої товщини й мікротвердості, яка становила $H_u = 9,1$ ГПа, отримується при змцненні з $S = 4$ мм/дв.хід та $V_{cm} = 4$ м/хв.

Макромолекули та частинки полімеру, які входять у склад поверхнево-активної полімервмісної мастильно-охолоджувальної рідини, попадаючи в зону змцнення, деструктують по головних зв'язках і утворюють вільні радикали. Температурні межі деструкції полімерів нижчі, аніж рідких вуглеводнів, і рівні для полістиролу 570-610 К [3]. Фрагменти розірваних макромолекул утворюють на ювенільних поверхнях змцненого металу хімічні зв'язки (у першу чергу, із нікелем, марганцем, хромом та залізом). Особливістю деструкції полімерів є те, що при високих температурах проходить ланцюгова деполімеризація привитих фрагментів полімерів і утворюється сітка ненасичених вуглецевих зв'язків (аналогічно як у графіті) та атомарний вуглець. Вуглець, який виділюється при цьому, дифундує у поверхневі шари деталі й утворює хімічні з'єднання. Крім цього, при деполімеризації полімеру виділяється активний водень.

При фрикційному змцненні з використанням як технологічне середовище поверхнево активні мастильно-охолоджувальні рідини в зоні контакту інструмента та оброблюваної деталі проходять аналогічні процеси як

і при механічній обробці металу, а саме [4]: адсорбція макромолекул полімеру на оброблюваній поверхні металу, їх термо- і механодеструкція; утворення макрорадикалів із наступною їх деполімеризацією, у результаті чого виділяється активні водень та вуглець; насичення інструменту та оброблюваної поверхні вуглецем; хемосорбція водню на ювенільних поверхнях; утворення хімічних зв'язків на різальних кромках інструменту.

При пластичній деформації металу водень транспортується рухомими дислокаціями до зерених зародків субмікротріщин. Субмікротріщини утворюються у вершині нагромаджень дислокацій, які зупиняються границею зерна. Звільнений з дислокацій водень хемосорбується на поверхнях зародків субмікротріщин і зменшує їх поверхневу енергію.

При цьому адсорбовані іони вуглецю, водню, кисню, азоту, хлору та інших хімічних елементів послаблюють міжатомну взаємодію, внаслідок зміни електронної структури металу, зменшують модуль пружності, тим самим полегшують протікання пластичної деформації. Відбувається пластифікування поверхневого шару, посилюються зсувні процеси, захоплюються великі об'єми металу. Те, що збільшення зсувної деформації, при інших рівних умовах, приводить до збільшення товщини зміцненого шару й пониження тангенціальної складової сили тертя P_z , показали досліди із застосуванням зміцнюваного інструмента з нарізаними поперечними пазами на робочій поверхні. При вході в контакт країв паза у поверхневому шарі оброблюваної деталі виникають ударні зсувні деформації.

Список літератури: 1. Бабей Ю.И. Физические основы импульсного упрочнения стали и чугуна. — К. : Наукова думка, 1988. — 240 с. 2. Латышев В.Н. Повышение эффективности СОЖ. — М. : Машиностроение, 1985. — 64 с. 3. Смазочно-охлаждающие технологические средства для обработки металлов резанием: Справочник / Под ред. С.Г. Энтелеса, Э.М. Берлинера. — М. : Машиностроение, 1986. — 352 с. 4. Ткачев В.И., Холодный В.И., Левина И.Н. Работоспособность сталей и сплавов в среде водорода. — Львов : Вертикаль, 1999. — 255 с.

Сдано в редакцію 9.06.03
Рекомендовано д.т.н., проф. Тока А.

ДИНАМИКА ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО РОТОРА ПРИ ПЛАСТИЧЕСКОМ ФОРМООБРАЗОВАНИИ ИЗДЕЛИЙ

Дворников В.И., Матвиенко А.В., Кралин А.К.
(ДонНТУ, ДонГАСА, г. Донецк, г. Макеевка, Украина)

In activity dynamics of a technological rotary table for a metal forming is investigated. The relations permitting to estimate influencing of quantity of stands of

a rotary table on its dynamic status are obtained.

В работе [1] определены силовые факторы, возникающие в роторе для обработки металлов давлением, согласно принятой схеме. Отличительной особенностью обработки является то, что технологическое воздействие осуществляется за счет транспортного движения. Это упрощает значительно конструкцию ротора. Но необходимо выяснить, каким образом такая схема обработки будет влиять на динамическое состояние ротора, что позволит выявить особенности эксплуатации ротора и прогнозировать качество получаемых изделий. Выполненные исследования по данному вопросу для этого класса роторных машин в работах [2, 3] являются недостаточными. Поэтому целью работы является аналитическое исследование динамики технологического ротора для обработки металлов давлением.

В реальных роторных системах на роторе имеется, как правило, несколько пуансонов, располагаемых по его окружности с одинаковым угловым шагом ψ (рис.1). Так, в случае установки n пуансонов угол

$\psi = 2\pi / n$. По этой причине при $\psi < \varphi_0$ (φ_0 — рабочий угол ротора) одновременно могут обрабатываться несколько деталей, вследствие чего приводной вал ротора подвергается поперечному нагружению некоторым суммарным вектором $\vec{Q}_s$, порождаемым радиальными $P(\varphi)$ и тангенциальными силами $F(\varphi)$, и суммарным крутящим моментом M_s , порождаемым только тангенциальными силами $F(\varphi)$ от всех одновременно работающих пуансонов.

Для аналитического определения $\vec{Q}_s$ и M_s пронумеруем все имеющиеся на роторе пуансоны индексом $k = 0, 1, 2, \dots, n-1$, как показано на рис. 1. В данном случае

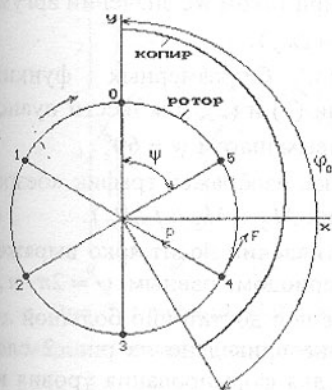


Рис. 1. Пример нумерации пуансонов

принято $n = 6$ и $\varphi_0 = 150^\circ$, в силу чего, как видно из рисунка, в работе одновременно могут находиться три или два пуансона. Так как $P(\varphi)$ и $F(\varphi)$ являются периодическими функциями, то есть $P(\varphi) = P(\varphi \pm 2\pi)$, $F(\varphi) = F(\varphi \pm 2\pi)$, то целесообразно ввести в рассмотрение некоторые обобщенные 2π -периодические функции, которые определим как

$$P_k(\varphi) = \begin{cases} 0 & \text{при } \varphi - k\psi - 2\pi j < 0, \\ P(\varphi - k\psi - 2\pi j) & \text{при } 0 < \varphi - k\psi - 2\pi j < \varphi_0, \\ 0 & \text{при } \varphi_0 < \varphi - k\psi - 2\pi j, \end{cases} \quad (1)$$

$$F_k(\varphi) = \begin{cases} 0 & \text{при } \varphi - k\psi - 2\pi j < 0, \\ F(\varphi - k\psi - 2\pi j) & \text{при } 0 < \varphi - k\psi - 2\pi j < \varphi_0, \\ 0 & \text{при } \varphi_0 < \varphi - k\psi - 2\pi j, \end{cases} \quad (2)$$

где $j = 0, 1$, то есть в (1) и (2) соответствующие проверки производятся дважды — для $j = 0$ и $j = 1$, причем одно из этих значений оказывается истинным при каждом конкретном $k = 0, 1, 2, \dots, n-1$.

Введенные функции позволяют, например, определить суммарный момент M_S как суперпозицию моментов сил $F_k(\varphi)$ относительно оси ротора, иными словами,

$$M_S(\varphi) = \sum_{k=0}^{n-1} l_k F_k(\varphi), \quad (3)$$

где l_k вычисляется по формуле из [1] при таком же значении аргумента φ , как и в (2) при вычислении $F(\varphi - k\psi - 2\pi j)$.

На рис. 2 изображены графики безразмерных функций $\bar{F}_k = F_k / (fP_n)$, построенных в представлении (1) и (2), для шести пуансонов ($n = 6$), расположенных на роторе с угловым шагом $\psi = 60^\circ$.

Здесь же, в верхней части поля рисунка, изображен график «безразмерного» суммарного момента сопротивлений $\bar{M}_S = M_S / (fLP_n)$.

Как видно, суммарный момент сопротивлений носит ярко выраженный периодический характер с угловым периодом, равным $\psi = 2\pi/n$, и имеет форму почти прямоугольных импульсов с достаточно большой глубиной модуляции h (его численное значение приведено на рис. 2 слева вверху), что имеет немаловажное значение для формирования уровня интенсивности динамического состояния ротора.

Под термином «глубина модуляции» для периодических функций подразумевается коэффициент перед наименьшей гармоникой в разложении этой функции в ряд Фурье, то есть в рассматриваемом случае

$$h = \sqrt{a_1^2 + b_1^2},$$

где a_1 и b_1 — первые ($i = 1$) из коэффициентов Фурье:

$$\left. \begin{aligned} a_i &= \frac{2}{\psi_0} \int_0^{\psi_0} \bar{M}_S(\varphi) \cos(in\varphi) d\varphi, \\ b_i &= \frac{2}{\psi_0} \int_0^{\psi_0} \bar{M}_S(\varphi) \sin(in\varphi) d\varphi. \end{aligned} \right\} \quad (i = 0, 1, 2, \dots) \quad (4)$$

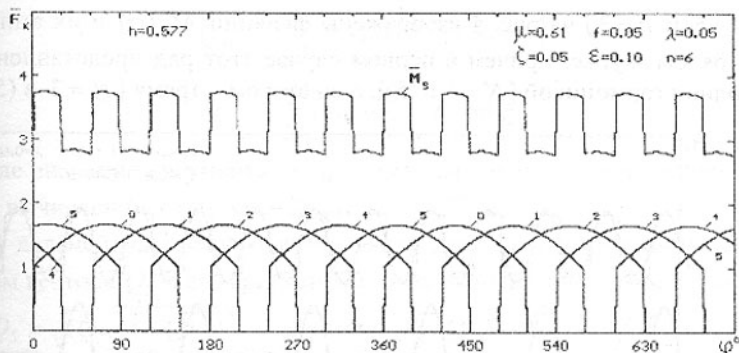


Рис. 2. Графики обобщенных функций F_k для шести пуансонов и суммарного момента сопротивлений в интервале двух оборотов ротора

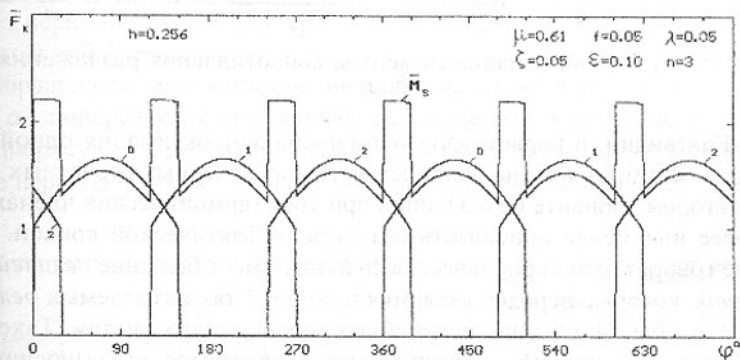


Рис. 3. Графики обобщенных функций F_k для трех пуансонов и суммарного момента сопротивлений в интервале двух оборотов ротора

Глубина модуляции, вообще говоря, не в полной мере характеризует, так сказать, «динамические» свойства функции. Например, при размещении на роторе трех пуансонов (см. рис. 3) глубина модуляции более чем в два раза меньше по сравнению с вариантом шести пуансонов, однако, даже из простого визуального сравнения графиков рис. 2 и рис. 3 видно, что во втором случае момент сопротивления имеет более «динамичный» характер. В количественном отношении критерием такой «динамичности» может быть число членов разложений N данных функций в ряд Фурье, который в достаточной мере аппроксимирует исходные функции:

$$\bar{M}_s(\varphi) = \frac{a_0}{2} + \sum_{i=1}^N [a_i \cos(in\varphi) + b_i \sin(in\varphi)]. \quad (5)$$

Так, для рассмотренных выше двух примеров шести и трех пуансо-

нов ($n=6$ и $n=3$) на рис. 4 изображены функции $\bar{M}_s(\varphi)$ и их аппроксимации рядом Фурье, причем в первом случае этот ряд представлен всего лишь одной гармоникой [$N=1$ в (5)], а во втором – тремя [$N=3$ в (5)].

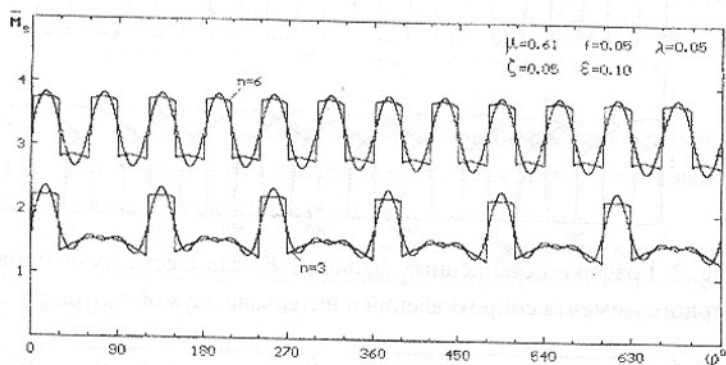


Рис. 4. Аппроксимация моментов сопротивления разложениями Фурье

Как видно, в первом варианте ($n=6$) аппроксимация одной гармоникой может быть вполне приемлемой для инженерных расчетных оценок, но во втором варианте ($n=3$) лишь при трех гармонических членах удается более или менее приблизить результат к фактической кривой. В этом случае говорят, что периодическая функция имеет большие *нелинейные искажения*, которые нередко являются причиной так называемых *релаксационных колебаний*, обычно, нелинейных механических систем. Такого рода колебания, как правило, отрицательно сказываются на выносливости и долговечности элементов, подвергаемых вибрации.

Рассмотрим теперь вектор суммарных сил $\bar{Q}_s$, который действует, как говорилось в [1], на приводной вал ротора, подвергая его изгибу и поперечным деформациям. Для каждого пуансона с номером k в отдельности имеется вектор $\bar{Q}_k$, представленный двумя взаимно ортогональными компонентами – радиальной $P(\varphi)$ и тангенциальной $F(\varphi)$, как это показано на рис. 2 для пуансона с номером $k=4$, и при этом, очевидно,

$$\bar{Q}_s = \sum_k \bar{Q}_k. \quad (6)$$

В силу введенных функций (1) и (2) векторная сумма (6) в проекциях на оси декартовых координат (см. рис. 2) может быть записана как

$$\left. \begin{aligned} Q_{Sx} &= -\sum_{k=0}^{n-1} (P_k \sin \varphi + F_k \cos \varphi), \\ Q_{Sy} &= -\sum_{k=0}^{n-1} (P_k \cos \varphi - F_k \sin \varphi), \end{aligned} \right\}, \quad (7)$$

где значение аргумента φ принимается таким же, как, например, в (2) при вычислении $F(\varphi - k\psi - 2\pi j)$.

В дальнейшем целесообразно иметь дело не с проекциями (7), а с модулем вектора $\bar{Q}_S$ и его аргументом, то есть определим с помощью (7)

$$Q_S = \sqrt{(Q_{Sx})^2 + (Q_{Sy})^2}, \quad \alpha = \arctg(Q_{Sy} / Q_{Sx}). \quad (8)$$

С помощью соотношений (8) и (7) на рис.5 изображены графики поперечной нагрузки $\bar{Q}_S = Q_S / P_H$ (кривая 1), действующей на вал ротора с шестью пуансонами при двух его полных оборотах. Как видно, эта нагрузка имеет периодический характер с ярко выраженными импульсами почти прямоугольной формы.

Обращает на себя внимание пилообразная форма изменения направления (α) поперечной силы (кривая 2), шкала которого в градусах дана справа на рисунке, с довольно большим размахом (около 30°). При этом в течение периода функции $\bar{Q}_S$ ($\psi = 60^\circ$) угол α дважды изменяет свою величину.

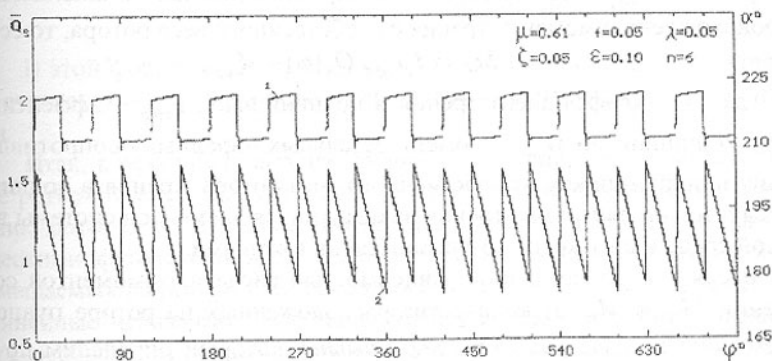


Рис. 5. Характер изменения поперечной силы (1 — $\bar{Q}_S$), действующей на вал ротора, и ее направления (2 — α в градусах) при шести пуансонах

При оборудовании ротора тремя пуансонами формы изменения поперечной нагрузки $\bar{Q}_S$ и ее угла направления α (см. рис. 6) существенно иные по сравнению с вариантом размещения на роторе шести пуансонов.

Из данного рисунка видно, что усилие $\bar{Q}_S$ остается практически постоянным при вращении ротора, а размах изменения угла направления нагрузки составляет около 90° .

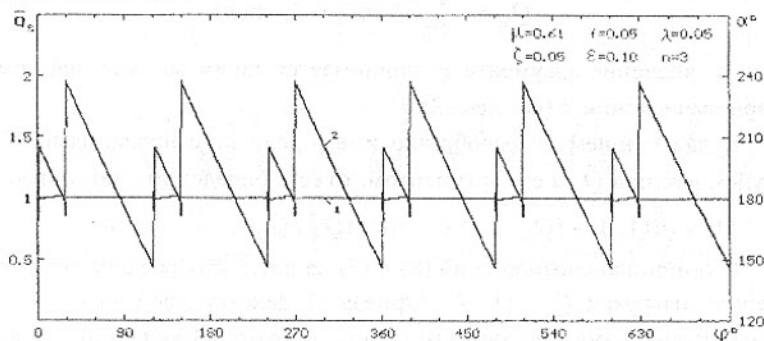


Рис. 6. Характер изменения поперечной силы ($1 - \bar{Q}_S$), действующей на вал ротора, и ее направления ($2 - \alpha$ в градусах) при трех пуансонах

Поперечная нагрузка Q_S не только вызывает изгибные деформации вала ротора, но и обуславливает возникновение момента сопротивления M_C при трении в подшипниковых узлах, дополнительно к аналогичному по происхождению моменту трения от собственного веса ротора, то есть

$$M_C = f_0 r_{эф} Q_S(\varphi) + M_{вр}, \quad (9)$$

где f_0 — коэффициент трения в подшипниках, $r_{эф}$ — эффективный радиус подшипника, $M_{вр}$ — момент остальных «вредных» сопротивлений (трения в подшипниках от собственного веса ротора, трения в подшипниках редуктора и двигателя, трения вращающихся элементов системы в воздушной среде и др.), которые считаются постоянными.

В связи с существенной зависимостью расчетных моментов сопротивления M_S и M_C от количества расположенных на роторе пуансонов введем понятие *коэффициента перекрытия*, который определим по формуле

$$k_{пер} = \frac{\varphi_1 + \varphi_2 + \varphi_3}{\psi} = \frac{n\varphi_0}{2\pi}, \quad (10)$$

при этом символом $[k_{пер}]$ обозначим целую часть числа $k_{пер}$.

Очевидно, что при $[k_{пер}] = 0$ в контакте с копиром может находиться либо один пуансон, либо ни одного, и этот случай, по-видимому, является наиболее неблагоприятным в динамическом отношении, так как при этом

нелинейные искажения функций M_S и M_C – наибольшие, хотя максимальные значения этих функций оказываются наименьшими.

Чем больше $[k_{пер}]$ по сравнению с единицей, тем больше пуансонов одновременно находятся в контакте с копиром ($[k_{пер}]$ или $[k_{пер}] - 1$). При этом соответственно уменьшаются нелинейные искажения, однако увеличиваются максимальные значения функций M_S и M_C .

Определить рациональные или оптимальные значения коэффициента перекрытия в общем виде не представляется возможным, так как рассматриваемая механическая система является многопараметрической, и принятие решений во многом диктуется не просто количественным значением какого-либо вычисляемого показателя, а некоторыми довольно сложными функциональными критериями качественного рода. Тем не менее, в каждом конкретном случае это вполне осуществимо.

В заключение остановимся на вычислении так называемой *эффективной мощности* электропривода, так как требуемые для этого силовые факторы функционально определены, и для их вычислений разработаны соответствующие алгоритмы и программные средства. Следуя общепринятой концепции “теплого” расчета электродвигателя, эту мощность определим в форме следующего соотношения, принимая частоту вращения ротора Ω постоянной,

$$N_{эфф} = \frac{\Omega}{2\pi} \sqrt{\int_0^{2\pi} [M_S(\varphi) + M_C(\varphi)]^2 d\varphi}, \text{ Вт.} \quad (11)$$

В этой формуле не учтены затраты энергии при пуске двигателя, так как считается, что режим работы двигателя является длительно непрерывным.

Итак, в результате анализа силовых факторов, возникающих при работе роторной системы, установлено, что как момент сопротивления вращению ротора, так и поперечная нагрузка на вал ротора являются периодическими функциями импульсного типа. В зависимости от количества размещаемых на роторе пуансонов эти функции могут иметь значительные нелинейные искажения. Все эти особенности обуславливают формирование своеобразного динамического состояния ротора.

Дальнейшая работа направлена на исследование крутильных колебаний ротора с целью выявления особых бифуркационных состояний технологической системы.

Список литературы: 1. Дворников В.И., Кралин А.К., Матвиенко А.В. Определение силовых факторов, возникающих в роторе для обработки металлов давлением // Прогрессивные технологии и системы машиностроения. Межд. сб. науч. трудов: – Донецк: ДонНТУ, 2003, Вып.24. –

С.54-67. 2. Михайлов А.Н., Ландик В.И., Матвиенко А.В., Белоконь О.М. Основы создания динамически инвариантных технологических систем непрерывного действия // Прогрессивные технологии и системы машиностроения: Международ. сб. науч. трудов. – Донецк: ДонГТУ, 1999. Вып. 7. С. 122-127. 3. Корнюхин И.Ф. Силовые характеристики технологических роторов и динамические режимы их работы // Автоматизация технологических процессов. Вып.2 – Тула: ТПИ, 1974. С. 75-82.

Сдано в редакцию 9.06.03

Рекомендовано д.т.н., проф. Калафатова Л.П.

ПРАКТИКА ИНТЕНСИФИКАЦИИ ПРОГРЕССИВНЫХ ТЕХНОЛОГИЙ ВЗРЫВНОЙ ОБРАБОТКИ

Драгобецкий В.В., (КДПУ, г. Кременчуг, Украина)

New effective methods of controlling the external loading and stressed – strained state parameters in progressive technologies of impulse treatment are considered in the article.

Введение в проблему. Технологические процессы изготовления листовых деталей штамповкой взрывом, получения биметаллов взрывным плакированием, процессы упрочнения, синтеза и прессования взрывом не обходятся без применения способов управления внешней нагрузкой и процессов деформирования. Каждое исследование в области импульсной обработки затрагивает проблему выбора и поиска оптимальных средств, а также параметров регулирования.

В настоящее время применяют такие средства и способы управления: присоединенные массы, экраны, линзы, вариации с конфигурацией и местом расположения зарядов взрывчатого вещества, последовательность и количество переходов [1].

Цель исследования. Поиск и разработка наиболее эффективных способов управления процессами импульсного деформирования.

Решение поставленной задачи. Для решения поставленной задачи необходимо рассмотреть классификацию способов управления, которые можно условно разделить на две большие группы: управление внешней нагрузкой и управление напряженно-деформированным состоянием заготовки. Для большинства процессов взрывной обработки это разбиение соответствует основным этапам процесса деформирования при импульсном нагружении: поглощение энергии заготовкой, разгон последней и превращение кинетической энергии в энергию деформирования или образования сварного соединения.

В группу способов «управления внешней нагрузкой» можно отнести следующие:

1. Выбор массы заряда взрывчатого вещества или нескольких зарядов.
2. Изменение типа взрывчатого вещества.
3. Выбор формы заряда или системы зарядов.
4. Изменение относительного расположения заряда и заготовки.
5. Применение последовательного подрыва зарядов.
6. Выбор передающей среды. По этапам преобразования энергии можно выделить следующие четыре подгруппы способов:
 - а) управление переходом «взрывчатое вещество – передающая среда»;
 - б) регулирование распространения возмущений в передающей среде;
 - в) управление переходом «передающая среда – металл»;
 - г) управление переходом «металл – окружающая среда».

Основные способы регулирования возмущений в передающей среде (пункт «б») подразделяются на следующие:

- применение акустических линз;
- использование кумулирующих полостей;
- применение воздушных полостей в жидкости;
- применение накладок поглощающих и отражающих энергию ударной волны;
- применение откольных элементов.

Способы регулирования, связанные с управлением напряженно-деформированным состоянием, заготовки включают приемы, с помощью которых можно изменить физический закон деформирующего материала: выбор оптимальной температуры нагрева заготовки, характер и режим предварительной термообработки; локальное изменение физических свойств материала; применение оптимальной схемы деформирования; совмещение операций и т.д.

При выборе наиболее рационального способа регулирования процессов взрывной обработки помимо знания физики происходящих процессов и математических зависимостей между параметрами, характеризующими этот процесс, необходим выбор наиболее подходящего критерия для оценки эффективности способа.

В данном случае возможность постановки задачи оптимального выбора связана с тем, что внешние воздействия в определенной степени управляемы (как во времени, так и по координатам). В процессах импульсной обработки оптимизируемый критерий принимают [1] из условия минимума функционала F , характеризующего отличие между действительным и требуемым значением энергетического параметра в заданных точках. В качестве функционала F выбирают квадратный функционал вида

$$F = \sum_{i=1}^k (E_{ni} - E_{pi})^2, \quad (1)$$

где $E_{ni}(x_i, y_i, z_i)$ - энергетический параметр, требуемый для изготов-

ления детали нужной конфигурации, E_{pi} - реализуемое значение энергетического параметра от подрыва заряда или системы зарядов, зависящее как от конфигурации детали, так и от масс и координат расположения системы зарядов.

Нагружение считается оптимальным, когда форма заготовки после нагружения максимально приближается к детали или матрице.

В обработке металлов давлением находят применение и другие критерии оптимального приближения. Например, в работе [2] определяются такие функции внешнего нагружения, при которых влияние динамических эффектов оптимально низко. Находят применение и критерии оптимизации, использующие функционал энергии формоизменения [1,2], либо наиболее низкий уровень остаточных напряжений, минимального уровня напряжений и энергетических затрат [2].

Данное исследование направлено на максимальное использование волнового характера нагружения для увеличения деформируемости обрабатываемых заготовок. В условиях листовой штамповки взрывом заготовок сложной конфигурации максимальная деформируемость достигается при минимальной разнотолщинности профиля, т.е. полученная заготовка или полуфабрикат должны удовлетворять условию равнопрочности. Следовательно общая оптимальная задача импульсной обработки давлением, включающая систему уравнений движения, физического закона, соотношений между деформациями и перемещениями, квадратичный функционал Гаусса дополняется условием равнопрочности, например, в виде:

$$\max \left\{ N_{\alpha} + N_{\beta} \pm \sqrt{(N_{\alpha} - N_{\beta})^2 + N_{\alpha\beta}^2} \right\} = 4\delta\sigma_{\delta} \quad (2)$$

где α, β - криволинейные ортогональные координаты на срединной поверхности оболочки толщины $2\delta(\alpha, \beta)$; $N_{\alpha}, N_{\beta}, N_{\alpha\beta}$ - соответствующие нормальные и сдвигающие силы, приходящиеся на единицу длины, σ_{δ} - динамический предел прочности.

Оценить, насколько эффективны приемы регулирования, возможно, оценив условие равнопрочности. Осуществить максимальную деформируемость заготовки возможно на режимах, близких к предельным для данного технологического процесса, и путем «закачивания» максимума энергии в деформируемую заготовку. Например, в процессе взрывного упрочнения на предельных режимах, близких к процессу сварки взрывом, достигается аномально высокая твердость в упрочняемой поверхности [3]. Нагружение листовых заготовок при штамповке взрывом ударным волнами высокой амплитуды, когда время прихода дифракционной волны от краев заготовки превосходит длительность фазы сжатия прямой ударной волны, сопровождается отколом материала под действием высоких растягивающих напряжений. Откол наблюдается вблизи свободной поверхности и в

угловых зонах листовой заготовки. При использовании в качестве свободной поверхности среды различной акустической жесткости и толщины реализуется возможность для создания высоких растягивающих напряжений в заданном месте деформируемой заготовки.

Уровень растягивающих напряжений и деформаций особенно высок, когда отраженные волны интерферируют. Наиболее эффективно использование явления близко к отколу в процессах бесприжимной вытяжки. Возникновение растягивающих напряжений на фланцевой части заготовки с одной стороны способствует значительному повышению устойчивости деформации, с другой стороны более равномерному распределению утонений по образующей заготовки, т.е. удовлетворению критерия (2). Это в свою очередь расширяет диапазон штампуемых деталей типа днищ при относительной толщине

$$\left(\frac{\delta_o}{D}\right) \cdot 100 > 0,8,$$

где δ_o, D - толщина и диаметр днища.

В процессах взрывной штамповки и упрочнения взрывом находят применение схемы многократного нагружения обрабатываемой заготовки отраженными ударными волнами путем установки последней между металлическими обкладками с высокой акустической плотностью [1,4]. Цель такой схемы нагружения при штамповке взрывом предотвратить гофрообразование, что расширяет технологические возможности процесса. При упрочнении взрывом по такой схеме кривая многократного сжатия приближается к кривой холодного сжатия и упрочнение более интенсивно. При пакетной штамповке взрывом такую схему процесса можно использовать для накопления максимального количества энергии в деформируемой заготовке, если исключить формоизменение обкладок. Этого можно достигнуть, если на нижней обкладке выполнить концентратор напряжений, например, V-образную канавку по периметру матрицы. Трех-четыре кратное отражение приводит к отколу нижней обкладки, и заготовка начинает свободно деформироваться. Кроме того, инерционное движение отколовшейся обкладки является источником дополнительной энергии для деформируемой заготовки.

Были проведены экспериментальные исследования по глубокой вытяжке взрывом заготовок из углеродистых и алюминиевых сплавов по предложенной схеме. Предельно возможные значения коэффициента вытяжки были увеличены на 30-37%. Разнотолщинность уменьшилась на 8-12%, что максимально соответствовало критерию (2). Особенно эффективен процесс при использовании заглубленных зарядов взрывчатого вещества, когда при взрыве возникает многократная пульсация газового пузыря. При последующих расширениях пузыря возникают вторичные ударные

волны, являющиеся дополнительным источником энергии, вводимой в заготовку.

Волновое воздействие на обрабатываемую заготовку создает возможность для снижения величины работы пластического деформирования. Согласно современным представлениям пластическая деформация — это совокупность последовательно протекающих актов релаксации напряженного состояния в материале заготовки [4].

Собственная частота сдвиговой деформации определяется как

$$\nu = G \cdot Q^{-1} \quad (3)$$

где G — модуль сдвига, Q — коэффициент внутреннего трения.

Зная частоту периодических элементарных сдвигов пластического течения и действуя на деформируемый объем внешней нагрузкой с той же близкой частотой, можно согласовать ход пластического течения с характером приложения этой нагрузки и на основе сложения двух периодических процессов возбудить вибропластический резонанс.

В процессах гидровзрывной штамповки, предварительно сообщив заготовке кинетическую энергию, переходящую в энергию изгиба, достигается эффект вибропластического резонанса. Начало изгиба осуществляется с определенной угловой скоростью ω . Дополнительное нагружение равномерно распределенной по заготовке нагрузкой q приводит к тому, что заготовка в силу своей инерционности не успевает начать деформироваться под действием импульса $q \cdot \Delta\tau$ ($\Delta\tau$ — промежуток времени нагружения).

Импульс $q \cdot \Delta\tau$ накладывает на тонколистовую заготовку изгибный осесимметричный момент импульса

$$M \cdot \Delta\tau = -\frac{2}{3} \pi q (0,5 R^3 - r^3) \Delta\tau, \quad (4)$$

где R — радиус заготовки, r — радиус текущей слоя.

Момент импульса уравнивается изменением момента количества движения

$$I \omega_g = 4 \pi \delta \gamma R^2 \cdot q^{-1} (0,5 R^2 - 4 \cdot 3^{-1} r \cdot R + r^2) \cdot \omega_g, \quad (5)$$

где δ — толщина заготовки, γ — удельный вес заготовки, ω_g — угловая скорость.

В результате на заготовку накладывается вынужденная частота изгибных колебаний. Совпадение по модулю в сечении r какого-либо слоя скоростей ω и ω_g влечет за собой возникновение режима автоколебаний. В сечении r образуется упругопластический шарнир. В этом случае обеспечивается стабильность энергетического состояния, что определяет малую степень послеоперационного коробления, и снижается величина суммарного заряда взрывчатого вещества на 20-25%, а при совпадении ω_g с

собственной частотой сдвиговых деформаций в 2-5 раз.

Выводы. Применение критерия равнопрочности в общей задаче упруго-пластического деформирования листовых заготовок позволяет выявить на этапе численного моделирования процесса наиболее эффективные приемы и способы управления внешней нагрузкой и напряженно-деформированным состоянием заготовки.

Разработка новых эффективных методов интенсификации процессов взрывной обработки, связанных с максимальным использованием ударно-волнового характера нагружения, позволяет достигнуть: максимальной деформируемости обрабатываемых материалов, энергетической устойчивости процесса, максимальной доли энергии поглощаемой заготовкой. Кроме того, управление процессами деформирования расширяет технологические возможности листовой штамповки взрывом и позволит занять методам взрывной обработки достойное место в серийном производстве.

Список литературы: 1. Импульсная обработка металлов давлением. Сб. статей под ред. В.К.Борисевича. М.: Машиностроение, 1977. – 144 с. 2. Оптимизация переходных процессов в термоупругих оболочках./Бурак Я.И., Зозуляк Ю.Д., Гера Б.В. – К.: Наук. думка, 1984. – 160 с. 3. Технология взрывного упрочнения опорных поверхностей корпусов букс./В.В. Драгобецкий/ Автомат.сварка – 2002. - № 4 – с.52-54. 4. Обработка металлов взрывом./А.В.Крупин, В.Я.Соловьев, Г.С.Попов, М.Р.Крыстев. – М.: Металлургия, 1991. – 496 с.

Сдано в редакцию 29.05.03

Рекомендовано д.т.н., проф. Керекеш Т.

К ВОПРОСУ ОБ ОСНАЩЕНИИ ВИБРОКОМПЛЕКСАМИ ГИБКОГО АВТОМАТИЗИРОВАННОГО УЧАСТКА ДЛЯ МЕХАНИЧЕСКОЙ ОБРАБОТКИ КОРПУСНЫХ ДЕТАЛЕЙ ПАРОВЫХ, ГАЗОВЫХ И ГИДРАВЛИЧЕСКИХ ТУРБИН

Дрыга А.И. (ДГМА, г. Краматорск, Украина)

Material are stated in article about equipped vibrator flexible automated area for mechanical processing the details steam, gas and hydraulic turbines

В машиностроении все большее применение находят гибкие производственные системы для механической обработки [1-3]. Однако они обладают таким существенным недостатком, как отсутствием в их составе установок для снижения уровня остаточных напряжений с целью стабилизации геометрических размеров.

Это приводит к тому, что детали, изготовленные с высокой точностью, через непродолжительное время из-за перераспределения и релакса-

ции внутренних остаточных напряжений теряют стабильность геометрической формы и размеров, а это выясняется уже при сборке станков, машин и агрегатов.

Этот недостаток устранен в гибком автоматизированном участке (ГАУ) [4] для механической и вибростабилизирующей обработок корпусных деталей паровых, газовых и гидравлических турбин на ПО «Ленинградский Металлический завод» (рис. 2).

В последние годы разработано и внедрено современное виброоборудование (виброкомплексы) [5-9] для эффективной вибростабилизирующей обработки (ВСО) деталей на любом этапе их механической обработки, что позволило улучшить качество изделий машиностроения благодаря повышению стабильности геометрической формы и размеров деталей.

Основываясь на результатах экспериментальных исследований о влиянии воздействия ВСО на снижение уровня остаточных напряжений (ОН) в обрабатываемых деталях после операций сварки, механообработки, сборки [10-14], стало возможным реализовать в промышленности технические преимущества современных широкодиапазонных виброкомплексов применительно к ГАУ, ГПС.

Сущность реализованного в ГАУ технического решения представлена на рис. 1.

Сопоставляя характер изменений ОН в обрабатываемых деталях на ГАУ с ВСО и без нее, очевидно явное преимущество техпроцесса с ВСО (см. рис. 1). Для него характерен более низкий уровень ОН в деталях в процессе механической обработки и особенно на завершающем этапе изготовления после всо (т. м.).

б

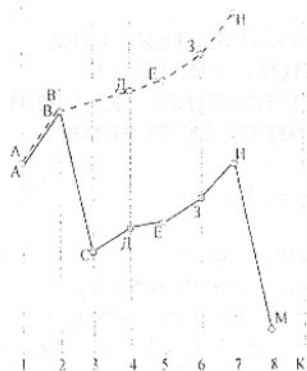


Рис. 1. характер изменений ОН в обрабатываемых деталях с учетом дополнительных технологических напряжений, вызванных операциями механообработки на ГАУ, после операций к: ----- без ВСО; — с ВСО; 1 — в исходном состоянии; 2 — черновой механообработки; 3 — первой ВСО; 4, 5, 6 — последующих операций на ГАУ; 7 — завершения операций механообработки на ГАУ; 8 — второй всо; А, В, С, Д, Е, З, И, М — максимальные значения суммарных напряжений в деталях на соответствующих

этапах после операций к, учитывающие дополнительные технологические напряжения, для случая ГАУ с ВСО; А', В', С', Д', Е', З', И' — максимальные значения суммарных напряжений в деталях на соответствующих этапах после операций к, учитывающие дополнительные технологические напряжения, для случая ГАУ без ВСО;

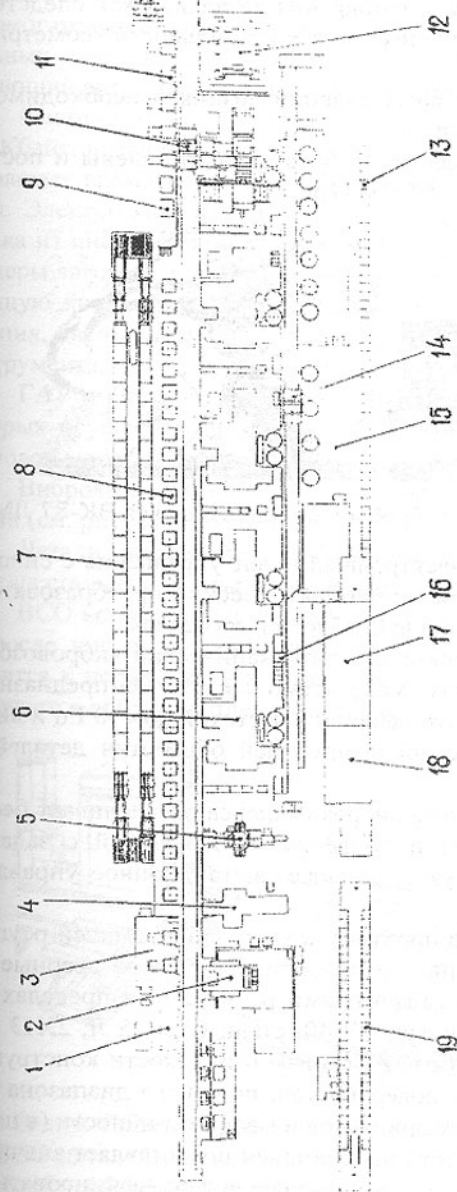


Рис. 2. Схема ГАУ для механической обработки корпусных деталей турбин:

1, 9 – виброкомплексы вк-87.лмз; 2 – установка мойки и сушки; 3, 11 – секции установки-снятия деталей со столов спутников (СС); 4 – внутришлифовальный станок; 5 – станок для доделочных операций; 6 – гибкие производственные модули (ГПМ); 7 – автоматизированный склад заготовок и готовой продукции; 8 – транспортно-накопительная система; 10 – транспортные средства для перемещений столов спутников (СС); 12 – координатно-измерительная машина; 13 – автоматизированный склад номенклатурного инструмента; 14 – транспорт смены магазинов инструмента; 15 – секция сборки-разборки инструментальных магазинов; 16 – секция входного контроля; 17 – секция сборки и отладки инструментальных наладок; 18 – управляющий вычислительный центр; 19 – автоматизированный склад комплектов инструмента

В ГАУ без ВСО наблюдается непрерывный рост ОН в течение всего техпроцесса изготовления деталей. Особо высокого уровня ОН (т. И') достигают после завершающего этапа изготовления деталей, а как следствие, возникновение деформаций коробления, потеря стабильности геометрической формы и размеров.

Для устранения этих негативных явлений возникла необходимость оснащения ГАУ виброкомплексами.

В ДГМА (г. Краматорск) были разработаны, изготовлены и поставлены заводу виброкомплексы ВК—87.ЛМЗ (рис. 3).

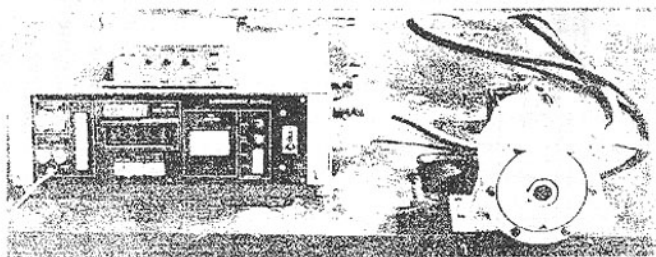


Рис. 3. Пульт управления и виброблок виброкомплекса ВК-87 ЛМЗ

Виброкомплекс содержит электронный пульт управления с силовым блоком питания, датчик вибрации (пьезоэлектрический преобразователь), виброблок, прижимы для крепления виброблока и заготовок.

Виброблок представляет собой электромеханический вибровозбудитель с двигателем постоянного тока мощностью 0,9 кВт. Он предназначен для создания регулируемых виброколебаний с частотой до 130 Гц и виброусилия до 30 кН. Время вибростабилизирующей обработки деталей составляет 0,5 ч.

Система управления и защиты виброкомплекса обеспечивает бесступенчатое плавное регулирование и поддержание колебаний с заданной частотой, защиту его от перегрузок, а также дистанционное управление операциями пуска и остановки.

На заводе обработка 140 типоразмеров корпусных деталей осуществляется на ГАУ. Заготовки в основном представляют собой сварные конструкции массой 100-1500 кг и габаритными размерами в пределах 100-1600 мм; материал заготовок — чугун СЧ 40, стали Ст3, 25 Л, 2Х13 и др. Вследствие высокой точности обработки, низкой жесткости конструкции, большого разнообразия базовых поверхностей, широкого диапазона габаритных размеров, неравномерных припусков и малой серийности (в партии от 1 до 20 деталей) обработка корпусных деталей представляет значительную сложность. Групповая технология позволяет интенсифицировать процесс производства.

ГАУ оснащен гибкими производственными модулями (ГПМ) мод. ЛР400ПМФ4, которые имеют: сменные столы с размерами 1250х1250 мм; сменные инструментальные магазины; систему автоматической смены вспомогательных устройств с четырехпозиционным магазином для шпиндельных головок; четырехместный накопитель столов-спутников, обеспечивающий автономную работу ГПМ в течение одной-двух смен.

Система ЧПУ ГПМ, обладающая оперативной памятью емкостью 256 Кбайт, позволяет вводить несколько управляющих программ (УП), что сокращает время переналадки и обеспечивает высокую автономность модуля. Электронная измерительная головка (устанавливаемая в шпиндель станка из инструментального магазина) дает возможность контролировать размеры заготовки и обработанной детали на станке и вносить соответствующую коррекцию в УП. ГПМ имеет адаптивное управление режимов резания, автоматическое диагностирование состояния станка и режущего инструмента.

ГАУ имеет в своем составе два виброкомплекса ВК-87.ЛМЗ, один из которых осуществляет вибростабилизирующую обработку деталей после черновой механической обработки, а второй – после чистовой.

Виброкомплексы ВК-87.ЛМЗ вместе с виброплитами располагается в линии (см. рис. 1).

Детали, подлежащие вибростабилизирующей обработке, устанавливаются на стальные плиты с размерами 1250х2500х50 и 1250х3750х50 мм.

ВСО корпусных деталей осуществляется следующим образом. Детали после чистовой механической обработки устанавливаются и жестко крепятся к первой виброплите с помощью специальных прижимов, затем включается виброкомплекс и ведется процесс ВСО в течение 0,5 ч (рис. 4).

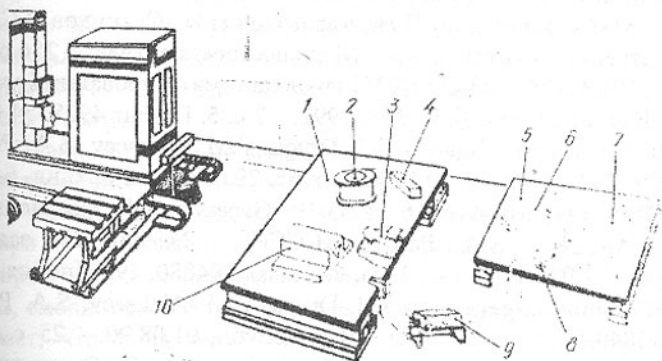


Рис. 4. Схема установки виброкомплекса ВК-87.ЛМЗ в конце линии для ВСО деталей после чистовой механообработки: 1, 5 – виброплиты; 2, 4, 6, 7, 10 – обрабатываемые детали; 3, 8 – виброблоки; 9 – пульт управления виброкомплексом

На второй виброплите во время работы виброкомплекса устанавливаются и крепятся детали. После окончания сеанса виброобработки на первой виброплите виброкомплекс переключается на вторую плиту и там аналогично производится ВСО.

Виброкомплекс ВК-87.ЛМЗ в совокупности с плитами представляет собой мобильную конструкцию. Для него не нужен фундамент. Поэтому при изменении технологического процесса виброкомплекс можно переставить на другое место.

ГАУ с виброкомплексами обеспечивает высокую производительность и качество изготовления деталей.

Перспективы и тенденции развития гибких автоматизированных производств во всем мире свидетельствуют о том, что наряду с высокой производительностью и высоким качеством изготовления деталей высокая гибкость систем позволяет быстро перестраиваться на выполнение новых операций в ходе изменения номенклатуры, сырья и других факторов.

Гибкие автоматизированные производственные системы с виброкомплексами являются системами будущего, так как здесь используется передовая техника, перспективные методы организации производства, они включают в себя такие перспективные направления, как интеграция и интеллектуализация производства.

Список литературы: 1. Кочетков Ю.А., Чинаев П.И. Анализ состояния и тенденций развития гибких производственных систем Японии и США //Вестник машиностроения. - 1988. - №7. С. 68-71. 2. Нейланд А.В., Сушинский А.Б., Чинаев П.И. Состояние и направление развития отечественных гибких производственных систем // Вестник машиностроения. 1989. №11. С. 31-34. 3. Белянин П.Н., Караванов П.И., Сотников В.С. Гибкие производственные системы. — М.: Машиностроение, 1988. — 256 с. 4. А. С. 1703388 СССР, МКИ В 23 Q 41|02/ Гибкий автоматизированный участок /А.И. Дрыга, В.Л. Глейзер // Б. И. №1, 1992. — 7 с. 5. Патент 4928554 США, F 16 H 33/10/ Unbalance vibrator / A.I. Dryga, V.M. Alekseev, S.A. Polovoi (СССР). - №291778: заявлено 29.12.88: опубл. 29.05.90. - 8 с., 6 ил. 6. Заявка 2641483 Франция, МКИ F 16 H 33/10 /Générateur de vibrations /A.I. Dryga, V.M. Alekseev, S.A. Polovoi (СССР). - №89000123: заявлено 06.01.89: опубл. 13.07.90. - 15 с., 1 ил. 7. Заявка 194880. 190 Япония, МКИ F 16 H 33/10 /Vibration generator/ A.I. Dryga, V.M. Alekseev, S.A. Polovoi (СССР). - №5840.1989: заявлено 12.01.89: опубл. 01.08.90. - 25 с., 5 ил. 8. Дрыга А.И. Виброкомплексы для стабилизирующей обработки литых и сварных деталей //Станки и инструмент. — 1990. - №6. — С. 28-29. 9. Дрыга А.И. Виброкомплекс ВК-86.КЗ для вибростабилизирующей обработки крупных сварных и литых деталей //Вестник машиностроения. - 1993. - №3. - С. 52-54. 10. Дрыга А.И., Брусиловский Б.А., Бондаренко И.Н., Гри-

щенко В.М., Ковалев А.Г. Применение виброкомплексов для вибростабилизирующей обработки корпусных деталей газотурбинных установок // Прогрессивные технологии и системы машиностроения. Междунар. сб. научн. трудов. – Донецк, ДонГТУ, 2000., Вып. 11, С. 218-222. 11. Дрыга А.И. Исследование процесса снижения остаточных напряжений в ответственных деталях подшипниковых узлов крупных электрических машин при воздействии вибростабилизирующей обработки поэтапно после операций сварки, механообработки и сборки //Вибрации в технике и технологиях. – 2002, №2(23). – С. 15-19. 12. Дрыга А.И. Влияние поэтапной вибростабилизирующей обработки на снижение остаточных напряжений в подшипниковых щитах крупного энергетического оборудования //Тяжелое машиностроение. – 2002. - №11. – С. 30-32. 13. Дрыга А.И. Вибрационная обработка сварного корпуса концевой части турбогенератора для снижения остаточных напряжений //Сварочное производство, М., 1990. №6. –С. 10 - 11. 14. Дрыга А.И. Вибростабилизирующая обработка крупногабаритных корпусных деталей электрических машин и гидрогенераторов //Тяжелое машиностроение, М., 1982. - №8. – С. 23-25.

Сдано в редакцию 26.05.03

Рекомендовано д.т.н., проф. Бутенко В.И.

ОЧИСТКА ПРЕЦИЗИОННЫХ ДЕТАЛЕЙ МАШИН В МОЩНЫХ АКУСТИЧЕСКИХ ПОЛЯХ

Дудзинский Ю.М., Сухарьков А.О., Сухарьков О.В.
(ОНПУ, г. Одесса, Украина)

The results of the experimental research of cleaning precision machinery components against grinding paste and tarry scale are presented. The properties of cavitation jet, magnetostrictive and axially symmetric hydrodynamic radiators are made a comparison.

В данной проблеме можно условно выделить (по типу загрязнения) задачи первичной и вторичной очистки деталей. В первом случае необходимо очистить поверхность, например плунжерных пар, от притирочных паст при их изготовлении или после капитального ремонта оборудования. Во втором случае речь идёт о профилактической чистке деталей машин от нагара, смолистых отложений и др. Анализ литературных источников показывает, что в задачах очистки поверхностей от технологических и эксплуатационных загрязнений традиционным методом является применение затопленных струй жидкости, а перспективным считается использование интенсивных акустических волн звукового и ультразвукового диапазона частот.

При струйной очистке главным фактором являются физико-

щенко В.М., Ковалев А.Г. Применение виброкомплексов для вибростабилизирующей обработки корпусных деталей газотурбинных установок // Прогрессивные технологии и системы машиностроения. Междунар. сб. научн. трудов. – Донецк, ДонГТУ, 2000., Вып. 11, С. 218-222. 11. Дрыга А.И. Исследование процесса снижения остаточных напряжений в ответственных деталях подшипниковых узлов крупных электрических машин при воздействии вибростабилизирующей обработки поэтапно после операций сварки, механообработки и сборки //Вибрации в технике и технологиях. – 2002, №2(23). – С. 15-19. 12. Дрыга А.И. Влияние поэтапной вибростабилизирующей обработки на снижение остаточных напряжений в подшипниковых щитах крупного энергетического оборудования //Тяжелое машиностроение. – 2002. - №11. – С. 30-32. 13. Дрыга А.И. Вибрационная обработка сварного корпуса концевой части турбогенератора для снижения остаточных напряжений //Сварочное производство, М., 1990. №6. –С. 10 - 11. 14. Дрыга А.И. Вибростабилизирующая обработка крупногабаритных корпусных деталей электрических машин и гидрогенераторов //Тяжелое машиностроение, М., 1982. - №8. – С. 23-25.

Сдано в редакцию 26.05.03

Рекомендовано д.т.н., проф. Бутенко В.И.

ОЧИСТКА ПРЕЦИЗИОННЫХ ДЕТАЛЕЙ МАШИН В МОЩНЫХ АКУСТИЧЕСКИХ ПОЛЯХ

Дудзинский Ю.М., Сухарьков А.О., Сухарьков О.В.
(ОНПУ, г. Одесса, Украина)

The results of the experimental research of cleaning precision machinery components against grinding paste and tarry scale are presented. The properties of cavitation jet, magnetostrictive and axially symmetric hydrodynamic radiators are made a comparison.

В данной проблеме можно условно выделить (по типу загрязнения) задачи первичной и вторичной очистки деталей. В первом случае необходимо очистить поверхность, например плунжерных пар, от притирочных паст при их изготовлении или после капитального ремонта оборудования. Во втором случае речь идёт о профилактической чистке деталей машин от нагара, смолистых отложений и др. Анализ литературных источников показывает, что в задачах очистки поверхностей от технологических и эксплуатационных загрязнений традиционным методом является применение затопленных струй жидкости, а перспективным считается использование интенсивных акустических волн звукового и ультразвукового диапазона частот.

При струйной очистке главным фактором являются физико-

химические свойства моющих растворов, воздействие которых на плёнку загрязнителя усиливается механическим ударом затопленной струи. Под действием возникающих при этом касательных и нормальных напряжений на поверхности детали происходит размыв и разрушение плёнок отложений. Анализ современных направлений в данном способе очистки показал тенденцию перехода от неэкономичного, громоздкого высоконапорного оборудования ($> 2 \text{ МПа}$) к низконапорным установкам ($< 2 \text{ МПа}$). При этом для обеспечения качества очистки необходимо использовать пульсирующие затопленные струи, которые создают более интенсивную кавитацию в рабочей жидкости. Данные технологии обеспечивают эффективную очистку твёрдых поверхностей от смолянистых и жировых плёнок, соляных отложений. Однако низкая интенсивность акустических волн ($0.1 \dots 0.3 \text{ Вт/см}^2$) делает их мало пригодными для очистки деталей от нагара, окалины, абразивных частиц притирочных паст, особенно при наличии в детали отверстий малого диаметра или глухих отверстий.

Интенсификация процесса очистки в мощных акустических полях звуковых и ультразвуковых частот обусловлена рядом явлений на поверхности твёрдых тел: ударное воздействие схлопывающихся кавитационных микрокаверн, радиационное давление звука, интенсивные микротечения, звукокапиллярный эффект. Достоинствами этого способа являются высокое качество очистки, достаточно большая скорость обработки, применимость различных моющих средств, умеренные и комнатные температуры, возможность существенно понизить концентрацию в водных растворах поверхностно-активных веществ, принципиальная возможность механизации и автоматизации процесса очистки. К сожалению, эти способы очистки не получили широкое распространение на авторемонтных предприятиях аграрного комплекса. Во-первых, большинство промышленно выпускаемого ультразвукового технологического оборудования использует дорогостоящие компоненты: магнитострикционные и пьезоэлектрические преобразователи, мощные ультразвуковые генераторы (высокое напряжение на выходе) — следствием чего является удорожание технологии. Во-вторых, необходима высокая квалификация обслуживающего персонала.

С точки зрения дешевизны технологии, электробезопасности, простоты в эксплуатации наиболее подходящими для задач очистки являются гидродинамические излучатели (ГДИ). Особенность осесимметричных ГДИ (рис. 1) — отсутствие вибрирующих элементов конструкции, что обуславливает их длительный срок службы. У этого типа излучателей частоту основного тона акустического сигнала задаёт упругая затопленная оболочка-струя (цилиндрической или конической формы), вытекающая из кругового щелевого сопла. Источником звукообразования является тороидальная кавитационная зона, периодическое схлопывание которой генерирует упругие волны высокой интенсивности [1]. Сравнительный анализ свойств

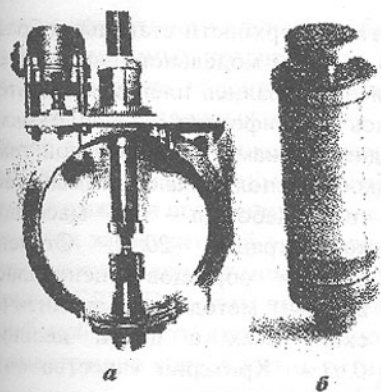


Рис. 1. Осесимметричные ГДИ:
а) противоточный; б) прямоточный

1.1 Вт/см² до 40 Вт/см² [4]. Это позволило существенно уменьшить время очистки деталей плунжерных пар аксиально-поршневых насосов от абразивных частиц притирочных паст, одновременно уменьшив концентрацию поверхностно-активных веществ в водном растворе (табл. 1). Оценка степени очистки осуществлялась с помощью металлографического микроскопа в поляризованном свете. Очистка бронзовых деталей проходит дольше, чем стальных т. к. при меньшей микротвёрдости поверхности абразивные частицы вдавливаются на большую глубину.

Таблица 1 - Время очистки плунжерных пар от притирочных паст акустическим методом в условиях избыточного статического давления

$\Delta P_{ст}$, МПа	Материал детали	Вещество, концентрация	Тип притирочной пасты		
			Грубая	Средняя	Тонкая
0	Сталь	Кальц. сода, 15 %	7 мин.	9 мин.	—
		Na ₃ PO ₄ , 10 %	5 мин.	7 мин.	—
		Жидкое стекло, 7 %	—	—	8 мин.
	Бронза	Кальц. сода, 15 %	10 мин.	10 мин.	—
		Na ₃ PO ₄ , 10 %	8 мин.	8 мин.	—
0.4	Сталь	Жидкое стекло, 7 %	—	—	11 мин.
		Кальц. Сода, 10 %	5 мин.	8 мин.	—
		Na ₃ PO ₄ , 8 %	4 мин.	6 мин.	—
	Бронза	Жидкое стекло, 5 %	—	—	5 мин.
		Кальц. сода, 10 %	—	—	—
		Na ₃ PO ₄ , 8 %	—	—	—
0.8	Сталь	Жидкое стекло, 5 %	—	—	9 мин.
		Кальц. сода, 7 %	3 мин.	5 мин.	—
		Na ₃ PO ₄ , 5 %	3 мин.	4 мин.	—
	Бронза	Жидкое стекло, 3 %	—	—	3 мин.
		Кальц. сода, 7 %	5 мин.	6 мин.	—
		Na ₃ PO ₄ , 5 %	4 мин.	5 мин.	—
		Жидкое стекло, 3 %	—	—	6 мин.

кавитирующей струи, магнитостриктора и осесимметричного ГДИ на примере модельных загрязнений показал преимущество последних по временному фактору [2]. Была показана принципиальная возможность работы данных излучающих систем в условиях избыточных статических давлений [3].

В диапазоне статических давлений $\Delta P_{ст} = 0...2.4$ МПа вблизи торoidalной зоны звукообразования для противоточного осесимметричного ГДИ измерения показали плавный рост интенсивности акустического поля от

Отдельно исследовался вопрос очистки поверхности стальных образцов от эксплуатационных загрязнений. В качестве модельного загрязнителя деталей автотракторных двигателей использовались плёнки асфальто-смолистых отложений, которые наносились на шлифованные ($R_a=0.63\text{ мкм}$) и обезжиренные поверхности стальных дисков диаметром 75 мм при температуре 180°C. В качестве рабочей жидкости использовался водный раствор "Лабомид – 101" массовой концентрации 20 г/л. Степень очистки образцов оценивалась весовым методом на аналитических весах с ценой деления 0,01 мг. Критерий качества очистки поверхности – остаток загрязнений, не превышающий 0,1 г/м² [5]. В качестве оценки эффективности очистки использовалась очищающая способность, обратно пропорциональная времени очистки образца:

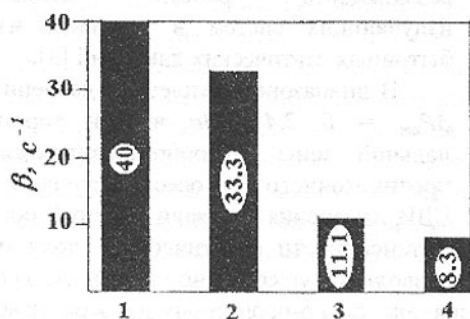


Рис.2. Эффективность очистки от асфальто-смолистых загрязнений

$$\beta = \frac{1}{t} \cdot 10^3,$$

где t [с] – время очистки поверхности; 10^3 – коэффициент, позволяющий представить результаты в удобной для сравнения форме.

В процессе очистки от модельного эксплуатационного загрязнителя для сравнения были применены различные методы (рис. 2): 1 – с помощью прямооточного осесимметричного ГДИ; 2 – с использованием магнито-стрикционного преобразователя ПМС-6М; 3 – затопленная прерывистая струя моющего раствора в режиме кавитации; 4 – воздушная струя этого же раствора. Эксперимент проводился при атмосферном давлении в открытой технологической ванне. Скорость истечения рабочей жидкости из сопла прямооточного ГДИ составляла 37 м/с. Такое же значение скорости кавитирующей затопленной и воздушной струй моющего раствора. Интенсивности звука в активных зонах ГДИ и магнито-стриктора – соизмеримы и составляют приблизительно 2...2.5 Вт/см².

Сравнение этих четырёх методов очистки поверхностей стальных образцов от технологических загрязнителей (рис.2) показывает, что время очистки при использовании осесимметричного ГДИ и магнито-стрикционного излучателя – соизмеримы. Несколько большая эффективность гидродинамического излучателя, вероятно, связана с турбулентными течениями рабочей жидкости, которые способствуют удалению частиц эксплуатационного загрязнителя из зоны очистки. Величина β для прерывистой кавитирующей струи в 3.6 раза меньше, чем для ГДИ, однако остаток загрязни-

теля на поверхности стального образца не превышает 1 г/м^2 , что допустимо на авторемонтных предприятиях. Струя моющего раствора в воздухе кроме низкой эффективности не обеспечивает качество очистки (2.5 г/м^2).

Анализ различных методов очистки деталей машин показал, что в случае эксплуатационных загрязнителей можно применять магнитостриктеры, ГДИ и затопленные кавитирующие струи. Хотя по экономическим параметрам два последних метода предпочтительнее. В случае же технологических загрязнителей эффективная очистка деталей от абразивных частиц возможна лишь в мощных акустических полях, например, осесимметричных ГДИ. При этом использование избыточных статических давлений в рабочей ёмкости даёт возможность снизить время очистки и уменьшить концентрацию поверхностно-активных веществ в моющем растворе.

Список литературы: 1. Назаренко А.Ф. Гидродинамические излучатели // Ультразвук: маленькая энциклопедия / Под ред. И.П. Голяминой. – М.: Сов. энцикл., 1979. – С. 79 – 81. 2. Дудзинский Ю.М., Сухарьков О.В. Гидродинамические излучатели акустических волн и проблема очистки деталей машин // Труды Одес. политехн. ун-та. – Одесса, 2000. – Вып. 2(11). – С. 23 – 26. 3. Дудзинский Ю.М., Маничева Н.В., Назаренко О.А. Оптимизация параметров широкополосного акустического излучателя в условиях избыточных статических давлений // Акустичний вісник, НАН України. – 2001. – Т. 4, №2. – С. 38 – 46. 4. Дудзинский Ю.М., Назаренко А.А. Энергетические характеристики вторичной вихревой области осесимметричного гидродинамического излучателя // Акустичний вісник, НАН України. – 2000. – Т. 3, №1. – С. 36 – 41. 5. Максимов В.Г., Сухарьков О.В., Сухарьков А.О. Очистка деталей автомобилей с использованием гидродинамических излучателей // Тр. Одес. политехн. ун – та. – Одесса, 2002. – Вып. 1 (17). – С. 65 – 68.

Сдано в редакцию 15.05.03

Рекомендовано д.т.н., проф. Бутенко В.И.

ДЕФОРМАЦИОННЫЙ КРИТЕРИЙ РАЗРУШЕНИЯ НАСЛЕДСТВЕННОГО ТИПА

Думанский А.М. (Институт машиноведения РАН, г. Москва, Россия)

The strain failure criterion for polymer composites is derived based on modified Rabotnov's nonlinear constitutive equation and force hereditary failure criterion.

Для корректной интерпретации результатов испытаний образцов из композитов на полимерной основе проводимых на установках с фиксированной скоростью движения траверсы машины, а также оценки предельно-

го состояния и долговечности по заданному режиму деформирования возникает необходимость разработки соответствующих критериев разрушения учитывающих процессы релаксации, протекающие в структуре материала.

В данной работе на основе модифицированного нелинейного определяющего уравнения Работнова и связанного с ним силового критерия разрушения, основанного на наследственном учете процесса накопления повреждений, получен деформационный критерий наследственного типа, позволяющий оценивать предельное состояние материала по заданному режиму деформирования.

В работе [1] предложена модификация нелинейного уравнения Работнова, позволяющая разделять обратимую и необратимую составляющие деформации. Применительно к композитам на полимерной основе дальнейшее развитие подхода позволило выявить два процесса протекающих в материале при нагружении: процесс вязкого течения и процесс накопления повреждений [2]. В связи с вышесказанным определяющее соотношение Работнова принимает следующий вид

$$\varphi(\varepsilon) = \sigma + L^* \sigma + M^* \sigma, \quad (1)$$

где $\varphi(\varepsilon)$ - кривая мгновенного деформирования, $L^* \sigma$, $M^* \sigma$, - наследственные операторы, описывающие процессы вязкого течения и накопления повреждений. В некоторых случаях с необходимой для практики точностью можно принимать условие подобия операторов в соотношении (1), т.е. $L^* \sigma = l \Omega^*(r)$, $M^* \sigma = m \Omega^*(r)$, где l и m параметры вязкого течения и накопления повреждений соответственно.

В [3] предложен силовой критерий наследственного типа, связанный с определяющим соотношением (1) и имеющий следующий вид

$$(1 + M^*) \cdot \sigma = \sigma_0, \quad (2)$$

где σ_0 - константа материала, которой придается смысл прочности бездефектного материала.

С учетом сделанных предположений из (1) можно получить выражение для напряжений

$$\sigma = \frac{\varphi(\varepsilon)}{1 + (l + m) \cdot \Omega^*(r)}. \quad (3)$$

Предполагая, что оператор $\Omega^*(r)$ принадлежит классу резольвентных операторов [4] и выражение (3) тогда можно представить в следующем виде

$$\sigma = [1 - (l + m) \cdot \Omega^*(r - l - m)] \varphi(\varepsilon). \quad (4)$$

Далее, подставляя выражение для напряжений (4) в критерий (2) по-

лучаем

$$(1 + m\Omega^*(r)) \cdot [1 - (l + m) \cdot \Omega^*(r - l - m)] \varphi(\varepsilon) = \sigma_0. \quad (5)$$

Преобразовывая выражение (5) с помощью алгебры резольвентных операторов [4] получаем выражение для оценки предельного состояния по заданной истории деформации

$$(1 - l \cdot \Omega^*(r - m - l)) \cdot \varphi(\varepsilon) = \sigma_0. \quad (6)$$

Для осуществления выбора типа ядра и аппроксимации кривой мгновенного деформирования и параметров в соотношении (6) необходимо провести тестовые. Наиболее подходящими могут быть испытания на ползучесть до разрушения, либо испытания при скоростном нагружении или деформации до разрушения с постоянной скоростью.

Рассмотрим случай линейного определяющего уравнения Работнова с ядром Абеля, означающие что $\varphi(\varepsilon) = E \cdot \varepsilon$, и

$$\Omega^*(r) \cdot \sigma = I_a^* \cdot \sigma = \frac{1}{\Gamma(1+\alpha)} \int_0^r (r-\tau)^\alpha \sigma(\tau) d\tau, \quad -1 < \alpha < 0. \quad \text{Тогда соотношение (6)}$$

будет иметь следующий вид

$$E \cdot (1 - l \mathcal{I}_\alpha^*(-l-m)) \cdot \varepsilon = \sigma_0, \quad (7)$$

где $\mathcal{I}_\alpha^*(-l-m) \cdot 1 = t^{1+\alpha} \cdot \sum_{n=1}^{\infty} \frac{(-1)^n \cdot ((l+m)t^{1+\alpha})^n}{\Gamma[1+(1+\alpha) \cdot (1+n)]}$ - дробно-

экспоненциальная функция Работнова [4].

Левая часть (7) подобна выражению, описывающему релаксацию напряжений. Можно отметить, что если материал не разрушится в начальный момент времени, он никогда не разрушится.

Сделав замену, $\varepsilon_0 = \frac{\sigma_0}{E}$ из (7) получим деформационную форму критерия

$$(1 - l \mathcal{I}_\alpha^*(-l-m)) \cdot \varepsilon = \varepsilon_0, \quad (8)$$

где ε_0 - подобно σ_0 , является константой материала представляющей предельное значение деформации бездефектного материала.

Рассмотрим разрушение материала при постоянном значении скорости деформации $\dot{\varepsilon}$. Тогда режим деформирования может быть записан в виде $\varepsilon(t) = \dot{\varepsilon} \cdot t$. Соотношение для определения времени до разрушения принимает вид

$$\dot{\varepsilon} \cdot (1 - l \cdot \mathcal{I}_\alpha^*(-l-m)) \cdot t = \varepsilon_0. \quad (9)$$

Для нахождения времени до разрушения t_* при заданной скорости

деформации необходимо решить следующее трансцендентное уравнение вида :

$$t - t^{2+\alpha} \cdot \sum_{n=1}^{\infty} \frac{(-1)^n \cdot ((l+m)t^{1+\alpha})^n}{\Gamma[2+(1+\alpha) \cdot (1+n)]} = \frac{\varepsilon_0}{\dot{\varepsilon}} \quad (10)$$

Предельное значение деформации при заданной скорости деформирования будет определяться соотношением $\varepsilon_* = \dot{\varepsilon} \cdot t_*$.

Следует отметить, что вышеприведенные соотношения будут справедливы в рамках механизма разрушения, описываемого критерием разрушения (2), описывающего возрастание прочности с ростом скорости нагружения. При значении скорости деформации большей некоторого критического значения наблюдается падение прочности [5], связанное с изменением характера разрушения.

Зависимость предельного значения деформации ε_* от скорости деформации можно получить построением графика параметрически задаваемой кривой следующего вида

$$\begin{cases} \dot{\varepsilon} = \frac{\varepsilon_0}{t - l\vartheta_{\alpha}^* (-l-m) \cdot t} \\ \varepsilon_* = \frac{\varepsilon_0}{1 - l\vartheta_{\alpha}^* (-l-m) \cdot 1} \end{cases} \quad (11)$$

Для демонстрации применимости критерия будем использовать параметры критерия, полученные путем обработки опытных данных при скоростном деформировании образцов органопластика сатинового переплетения, пропитанных связующим марки 5-211-БН, изготовленных прессованием 4-х слоев ткани, приведенные в работе [5].

Образцы вырезали в виде лопаток в направлении основы ткани. Длина рабочей части составляла 50 мм, средние значения ширины и толщины - 10 и 0,45 мм соответственно. Деформация измерялась по перемещениям в рабочей части образца на базе $L_6 = 50$ мм. Скорость деформации

вычисляли по формуле $\dot{\varepsilon} = \frac{v_{mp}}{L_6}$, где v_{mp} - скорость движения подвижной траверсы машины Цвик-1454.

Были получены следующие значения параметров $\varepsilon_0 = 1,82 \%$, $\alpha = -0,93$, $l = 0,771 \text{ мин}^{-(1+\alpha)}$. По результатам испытаний до разрушения имеем, $m = 0,234 \text{ мин}^{-(1+\alpha)}$. Кривая зависимости деформации разрушения от скорости деформации, построенная с помощью (11) и опытные значения (рис.2).

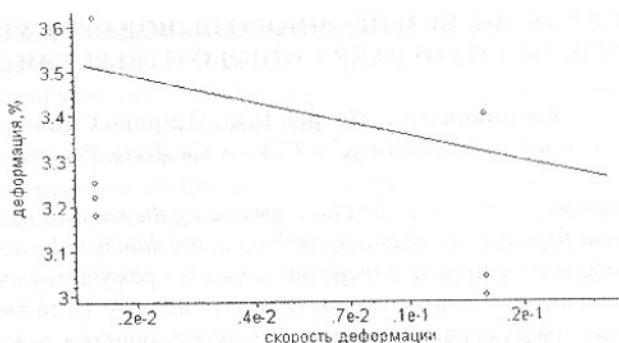


Рис. 1. Зависимость деформации разрушения от скорости деформации для органопластика 7 ТЛ

Корреляция опытных значений деформации разрушения и логарифма скорости деформации составила $-0,25$, что свидетельствует о слабой тенденции уменьшения деформации разрушения с ростом скорости деформации.

Предложен деформационный критерий, позволяющий учитывать влияние истории деформирования на предельное состояние наследственного материала.

Список литературы: 1. Суворова Ю.В. Нелинейные эффекты при деформировании наследственных сред.- Механика полимеров. - 1977. - С. 976-980. 2. Суворова Ю.В., Викторова И.В., Машинская Г.П. Длительное разрушение неупругих композитов.- Механика композитных материалов. - 1979. - № 5. - С. 794-798. 3 Суворова Ю.В. О критерии прочности, основанном на накоплении повреждений и его приложении к композитам.- Изв. АН СССР. - Механика твердого тела. - 1979. - № 4. - С. 107-111. 4. Работнов Ю.Н. Элементы наследственной механики твердых тел. - М.: Наука, 1977. - 384 с. 5. Суворова Ю.В., Думанский А.М., Добрынин В.С., Машинская Г.П., Гладышев В.В. Разрушение органопластика в зависимости от скорости нагружения и температуры // Механика композитных материалов. -1984. - № 3. - С. 439-444.

Сдано в редакцию 5.06.03

Рекомендовано д.т.н., проф. Суслов А.Г.

ОБЕСПЕЧЕНИЕ БЕЗРИСОЧНОГО ВЫВОДА РЕЖУЩЕГО ИНСТРУМЕНТА ИЗ ОБРАБОТАННОГО ОТВЕРСТИЯ ДЕТАЛИ

Железнов Г.С., Петров В.А., Петрова С.П.
(Сызранский филиал СамГТУ, г. Сызрань, Россия)

Technical approaches are described here, providing the removal of a dimension cutting tool out from the worked hole without being damaged by instrument.

При обработке точных отверстий мерными режущими инструментами – развертками, расточными головками и резцами – часто возникает необходимость вывода вращающегося или невращающегося режущего инструмента из обработанного отверстия обратным ходом. Практика показала, что при выводе во многих случаях происходит повреждение обработанной поверхности отверстия лезвием режущего инструмента в виде прямолинейной или спиральной риски глубиной до 100 мкм., что для точных отверстий по 6 ... 9 квалитетам является недопустимым. Для устранения таких рисков в некоторых случаях предусматривают дополнительные операции окончательной обработки хонингованием, обуславливающие соответствующие затраты.

Здесь приведены некоторые технические решения, направленные на предотвращение вышеуказанного повреждения обработанной поверхности, основанные на анализе и исследовании причин повреждения и апробации методов их устранения.

Установлено, что основной причиной повреждения являются упругие деформации элементов технологической системы обработки резанием, возникающие из-за недостаточной их жесткости под действием сил резания. По окончании обработки перед выводом режущего инструмента силы резания исчезают, происходит упругая отдача, обуславливающая сближение лезвия режущего инструмента и обрабатываемой детали, приводящего к внедрению в нее лезвия.

Технические решения по предотвращению повреждений основаны на уменьшении вышеуказанных упругих деформаций, либо на отводе лезвия от обработанной поверхности на необходимое расстояние.

Уменьшить упругие деформации в некоторых случаях можно увеличением жесткости элементов технологической системы. Однако такие возможности часто ограничены из-за недостаточной жесткости стенок обрабатываемой заготовки в месте расположения отверстия, определяемой коэффициентом тонкостенности k – отношением диаметра отверстия d к диаметру D цилиндрической части наружной поверхности детали ($k = d/D$) в месте расположения отверстия. Установлено, что при $k \geq 0,8$ упругие деформации стенок обрабатываемой детали весьма существенны и возрастают пропорционально квадрату коэффициента тонкостенности по

мере его увеличения. Наиболее часто значительные повреждения обработанной поверхности наблюдаются при обработке тонкостенных деталей при $\kappa > 0,8$, и упругие деформации таких деталей являются главной причиной повреждений, для предотвращения которых следует предусматривать при разработке технологических процессов необходимые мероприятия. Для предотвращения повреждения при обработке тонкостенных деталей предлагается техническое решение, основанное на устранении упругих деформаций стенок детали в процессе резания, реализованное в конструкции приспособления, показанного на рис. 1 [1] и предназначенного для установки обрабатываемых тонкостенных втулок или колец подшипников качения. Приспособление (рис. 1) состоит из корпуса 1 с конической поверхностью F и торцевой поверхностью T , на которую устанавливается обрабатываемое кольцо подшипника. По периметру конической поверхности F установлены вкладыши 4, слегка облегающие под действием пластинчатых пружин 7 по наружной поверхности кольцо, закрепляемое на торцевой поверхности T приспособления прижимами 5. При обра-

ботке отверстия в кольце подшипника силы резания не могут вызвать радиальную упругую деформацию расширения кольца, так как оно опирается на вкладыши, контактирующие с толстостенным корпусом 1, обладающим большой радиальной жесткостью. В связи с тем, что угол наклона конической поверхности $\beta = 3^\circ$ меньше угла трения, возникающим между вкладышем 4 и корпусом 7, осевое перемещение вкладышей под действием радиальной составляющей силы резания невозможно. Данное решение может быть адаптировано к деталям с любой формой наружной поверхности. При этом размер режущего инструмента не зависит от коэффициента тонкостенности.

Рис. 1. Приспособление, оснащенное вкладышами, исключающими упругие деформации при обработке отверстий в тонкостенных деталях

При обработке тонкостенных деталей развертками для устранения повреждения обработанной поверхности предлагается перед выводом режущего инструмента расширить обработанную деталь.

Для этого развертка [2] рис. 2 оснащена круглыми направляющими 1, установленными в расположенных сзади режущих лезвий пазах. Дно каждого паза не перпендикулярно радиусу и наклонено по отношению к нему

так, что при рабочем ходе, когда происходит резание, направляющие находятся в крайнем заднем положении на минимальном расстоянии от оси вращения инструмента и не касаются обработанной детали. При обратном холостом вращении инструмента под действием центробежных и сил трения о заготовку вкладыши находятся в крайнем переднем наиболее удаленном от оси вращения положении и упруго расширяют деталь, исключая тем самым контакт лезвий развертки с обработанной деталью. При этом исполнительный размер развертки определяется с учетом коэффициента тонкостенности обрабатываемой детали.

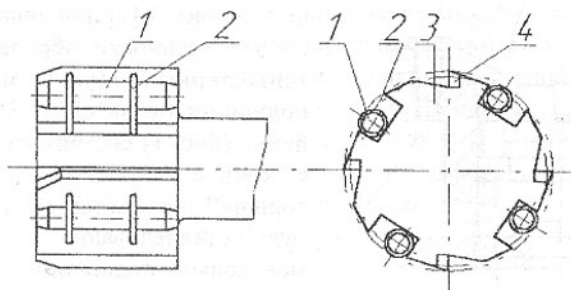


Рис. 2. Развертка безрисочного вывода, оснащенная подвижными круглыми направляющими

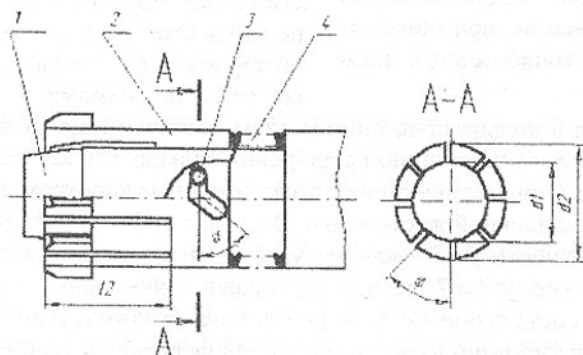


Рис. 3. Самоустанавливающаяся на размер развертка безрисочного вывода из обработанного отверстия

Наиболее эффективным и универсальным для устранения повреждений является решение [3], реализованное в конструкции насадной разжимной развертки 2 (рис. 3), установленной на оправке 1 со стороны ее переднего торца по конической поверхности, а со стороны заднего - по цилиндрической поверхности и скользящей посадке. Со стороны переднего торца развертки на две трети длины ее корпуса вдоль передней поверхно-

сти каждого зуба выполнены прорези. Развертка 2 соединена с оправкой 1 с помощью штифта 3, установленного на оправке и сопряженного с фигурным пазом, имеющимся на корпусе развертки. Передняя часть паза при рабочем вращении развертки по часовой стрелке перпендикулярна оси вращения, а задняя часть наклонена к оси под углом $90^\circ - \alpha$. Развертка 2 соединена с оправкой 1 предварительно закрученной пружиной 4, обеспечивающей в свободном состоянии поворот развертки 2 на оправке 1 по часовой стрелке до конца наклонного паза. При обработке силы резания, преодолевая сопротивление пружины 4 поворачивают развертку 2 на оправке 1 против часовой стрелки до конца передней части паза. При этом штифт 3 за счет наклонной части паза перемещает развертку по оправке вдоль ее оси - происходит увеличение размера развертки до заданного. В таком положении происходит обработка. По окончании обработки силы резания исчезают, и пружина 4 перемещает развертку 2 на оправке 1 в крайнее переднее положение, в котором она имеет минимальный размер. В этом состоянии инструмента производят его вывод.

При обработке в обычных условиях без применения вышеуказанных решений представляется возможным уменьшить глубину рисков - повреждений путем надлежащего выбора угла в плане режущего инструмента и подачи на основе зависимостей для расчета усадки, возникающей при обработке тонкостенных деталей, построенных по результатам экспериментальных данных [4] в следующем виде:

$$EU = 2,17(1 - k)^{-2} z^{-0,9} \alpha^{0,2} m P, \text{ мкм}$$

где z - число зубьев инструмента; α - половина угла сектора цилиндрической наружной поверхности детали в месте расположения отверстия, рад; P_z - безразмерная радиальная составляющая силы резания, действующая на один зуб инструмента, определяемая

$$P = 10^3 P_y / (El), \text{ где } P_y - \text{радиальная составляющая силы резания, Н;}$$

E - модуль упругости материала обрабатываемой детали в МПа; l - длина отверстия в мм.; m - коэффициент, зависящий от отношения $k_1 = 2l / d$.

$$\text{При } k_1 > 0,3 \quad m = 6,44 \exp(1,25k - 1) [1 + k_1^{0,25} \exp(-2,5k_1)]$$

$$\text{При } k_1 \leq 0,3 \quad m = 2,3 [1 - 0,57 \exp(-8k_1) \exp(1,25k - 1)] [1 + 8k_1^{0,25} \exp(-2,5k_1)]$$

Глубина риски, обусловленной усадкой отверстия, равна половине усадки. При установленной допустимой глубине риски $h = 0,5EU$ допустимые подача на зуб определяется

$$S_z \leq \frac{0,5EU}{C f a m \cos \varphi} - \frac{q_3 h_3}{f \tau \sin \varphi}$$

Где $C = 2,17(1 - k)^{-2} z^{-0,9} \alpha^{0,2}$, мкм; f - безразмерный коэффициент,

среднее значение которого можно принять $f = 3$; τ - касательное напряжение при резании, определяемое для пластичных материалов пределом прочности σ_e и относительным удлинением обрабатываемого материала $\tau = \sigma_e(1 + \delta)$, для хрупких материалов - твердостью по Бринеллю $\tau = 0,187 HB$; t - глубина резания в мм; φ - угол в плане режущего инструмента; h_3 - ширина фаски износа инструмента по задней поверхности, мм, q_3 - нормальное напряжение по фаске износа, определяемое $q_3 = \frac{HB}{3}$.

При $S_z < 0,02$ мм применение вышеуказанных или других решений по исключению повреждений обязательно.

Применение приведенных выше решений позволяет разрабатывать технологические процессы обработки точных отверстий без дефектов, возникающих из-за повреждения обработанной детали режущим инструментом при его выводе.

Список литературы: 1. А.С.706230 СССР, МКч В23 Q 3/06 Патрон для закрепления деталей типа колец / Г.С. Железнов, С.А. Сингеев (СССР) Заявлено 12.07.79 Бюл. № 48. 2. А.С. 912418, СССР МКл В23 D 77/02 Режущий инструмент для обработки отверстий / Г.С. Железнов, С.А. Сингеев Заявлено 07.04.80, опубл. 15.03.82 Бюл. № 10. 3. Пат. 212 8563, РФ, МКл В 23 D 17/00 Режущий инструмент для обработки отверстий / Г.С. Железнов. Заявлено 26.06.96. Опубл. 10.04.99. Бюл. № 10. 4. Железнов Г.С., Бляхман Р.И. Оценка влияния упругих деформаций тонкостенных деталей на точность обработки отверстий - Вестник машиностроения, 1998, № 7 С. 39 - 41.

Сдано в редакцию 4.06.03

Рекомендовано д.т.н., проф. Малышко И.А.

ВЛИЯНИЕ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА НА ФОРМИРОВАНИЕ ВИБРОАКУСТИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ОЧИСТИТЕЛЬНОГО И ИЗМЕЛЬЧИТЕЛЬНОГО ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ

Заплетников И.Н., Еременко Д.О. (ДонГУЭТ, г. Донецк, Украина)

The quantitative estimation of working process influence degree on a number of the process equipment on its vibroacoustic characteristic is given. The empirical models are received and the ways of improvement are formulated.

Виброакустические характеристики (ВАХ) оборудования входят в обязательный перечень параметров для его сертификации. Они входят также в техническую документацию при проектировании оборудования.

Уровень ВАХ оборудования регламентируется рядом стандартов и технических условий. ВАХ являются также одними из важнейших показателей конкурентоспособности промышленной продукции на внутреннем и внешнем рынках. Эти обстоятельства обуславливают необходимость заводам-изготовителям технологического оборудования постоянно улучшать ВАХ.

Для технологического оборудования общественного питания, выпускаемого заводами торгового машиностроения, по ГОСТ 12.1.036-81 установлены достаточно низкие ВАХ, которые составляют 55-60 дБА. Среди этого оборудования наиболее высокий уровень шума создает очистительное и измельчительное оборудование [1,2].

Экспериментальные исследования ВАХ данного оборудования показало, что уровень звуковой мощности (УЗМ), излучаемый большинством оборудования при работе в рабочем режиме превышает на величину δ УЗМ при работе без нагрузки (табл.1). Это свидетельствует о влиянии рабочего процесса в оборудовании на формирование ВАХ, которое не изучено до настоящего времени.

Сравнение результатов исследования ВАХ различного технологического оборудования показывает, что наиболее существенное влияние на них оказывает рабочий процесс в машинах очистки корнеклубнеплодов. В этом оборудовании наиболее высокий уровень шума (УШ) наблюдается на низких частотах 63-250 Гц в пределах 10-25 дБ. На средних частотах он составляет 3-13 дБ и высоких частотах — 0-23 дБ. Корректированный уровень звуковой мощности $L_{РА}$ изменяется в диапазоне 6-16 дБА. Такое распределение ВАХ по частотам свидетельствует о том, что источником повышенного шума в оборудовании является соударение корнеклубнеплодов со стенками рабочей камеры машины. Корнеклубнеплоды разгоняются вращающимся коническим рабочим органом и ударяются о стенки рабочей камеры.

В конструкциях машин МОК-250, МОК-350 и МОЛ-100 стенки рабочих камер армированы абразивными элементами. Происходит неупругий удар массы картофеля об абразивные пластины, выполненные путем спекания корундовой крошки и бакелитового связующего элемента. В картофелечистке МОК-150 излучаемые УЗМ выше, чем у МОК-250 и МОК-350, несмотря на то, что масса картофеля, ударяемая о стенки рабочей камеры у нее меньше. Ухудшение ВАХ этой машины связано с тем, что стенки рабочей камеры выполнены из тонкого стального листа, толщиной 0,8 — 1 мм. Рабочая камера имеет цилиндрическую форму. На поверхности листа с внутренней стороны находятся отверстия с заусеницами, выполненные путем просечки. Источником повышенного шума в машине является процесс соударения массы картофеля с тонкой металлической обечайкой, закрепленной с торцов. Не исключено здесь и влияние резонансных явлений.

Таблица 1 - Величины расхождения уровней звуковой мощности в октавных полосах частот и скорректированного уровня в различных режимах работы

	Тип оборудования	Среднегеометрические значения октавных частот, Гц							Корректированный уровень
		63	125	250	500	1000	2000	4000	
1.	Очистки корнеклубнеплодов								
	МОК-150	20	18	17	13	10	9	8	23
	МОК-250	11	10	10	7	5	2	6	12
	МОК-350	10	12	13	3	5	7	7	0
	МОЛ-100	13	20	25	10	11	9	7	1
2.	Овощерезательное								
	МРО 50-200	2	5	10	9	10	9	14	23
	МРО 350	9	9	2	4	8	6	10	15
	МРО400-1000	9	6	7	8	8	9	16	16
	МПР-350	7	5	4	2	3	1	5	4
	ПЗТМ:								
	ПУ-0,6	6	8	2	5	5	1	3	2
	П-2	0	15	2	7	8	8	8	8
	УММ-ПР	3	2	2	1	0	1	2	3
3.	Протирочное								
	БЗТМ:								
	МП-800	0	0	3	1	0	1	2	0
	МП-1000	0	0	0	2	4	5	3	10
4.	Измельчения мяса и рыбы								
	МИМ-250	3	0	0	-3	-4	1	-2	-1
	МИМ-300	-1	-2	1	4	-3	-4	-10	-3
	МИМ-500	3	1	5	6	1	3	11	18
	МИМ-600	-5	0	3	0	-1	-7	0	4

Как и в машине МОК-150 значительное влияние на ВАХ оказывает процесс взаимодействия рабочего органа с продуктом в машине очистки лука МОЛ-100. машины имеют одинаковую конструкцию и кинематику. Отличие состоит лишь в том, что стенки рабочей камеры МОЛ-100 выполнены из мелкоабразивных элементов. На отсутствие резонансных явлений в машине МОЛ-100 указывает то, что на 8 кГц УЗМ машины при работе с продуктом и без него практически одинаков. Следует отметить и существенное влияние на формирование ВАХ ударов лука о стенки рабочей камеры на низких частотах 125 и 250 Гц. Для улучшения ВАХ машин очистки корнеклубнеплодов необходимо предусматривать конструктивные элементы, демпфирующие колебания от ударов продукта о стенки рабочих камер машин. Несущие конструкции стенок рабочих камер должны обладать достаточной жесткостью.

На формирование ВАХ овощерезательного оборудования типа МРО существенное влияние также оказывает процесс взаимодействия рабочего органа с продуктом. На низких частотах величина δ изменяется в пределах 2-10 дБ, средних 4-10дБ, высоких - 10-23 дБ, по скорректированному уровню - на 3-7 дБА. В овощерезках типа МРО этот процесс наиболее значим

на высоких частотах. Высокочастотные колебания возникают в результате ударов продукта и толкателя о стенки загрузочного приспособления при подаче продукта к вращающимся ножам. Демпфирование этих колебаний возможно при армировании отверстий под толкатели пластмассовыми втулками, материал которых разрешен к контакту с пищевыми продуктами, например из фторопласта 4. К снижению энергии ударов продукта о стенки загрузочного приспособления приведет и своевременная заточка ножей рабочего органа. В более современной овощерезательно-протирочной машине МПР-350 в режиме резания овощей влияние рабочего процесса на величины ВАХ сказывается в основном на низких и высоких частотах 4000 и 8000 Гц, хотя по абсолютному значению величины δ на высоких частотах в 2-4 раза меньше, чем у машины МРО. Таким образом, в машине МПР-350 на ВАХ влияют те же факторы, что и в машинах МРО, но в меньшей степени.

В универсальных приводах ПУ-0,6, П-2, УММ-ПР, оснащенных овощерезательными сменными механизмами, влияние рабочего процесса на ВАХ более равномерно распределено между октавными частотами. В малогабаритной машине УММ-ПР влияние рабочего процесса на ВАХ незначительно по сравнению с остальными источниками шума – электродвигателем и подшипниками, червячной передачей.

Следует отметить, что в овощерезательных машинах МРО и МПР производительность не оказывает влияния на величину δ . В протирочных машинах типа МП влияние процесса протирки на ВАХ оборудования на низких и средних частотах не отмечено и лишь на высоких частотах это влияние проявилось у машины МП-1000. Источником высоких частот является загрузочное приспособление, выполненное в форме полусферы, о поверхности которой ударяют загружаемые куски продукта, вращаемые лопастным ротором. Подобная форма загрузочного приспособления является звуковым излучателем. С целью улучшения ВАХ этого оборудования необходимо изменить форму загрузочного приспособления, например на коническую, и на лопастной ротор установить ножи предварительного измельчения загружаемого продукта по а.с. СССР № 1609491.

Особо следует выделить в плане рассматриваемого вопроса оборудование для измельчения мяса и рыбы. В таблице 1 указаны величины δ этого оборудования со знаком минус. Это означает, что УЗМ машин типа МИМ при работе на холостом ходу выше, чем при работе под нагрузкой. Исключение составляет машина МИМ-500. В ней преобладают источники шума, излучаемые электродвигателем, редуктором, клиноременной передачей и тонкими листами облицовки стенок корпуса машины над УЗМ, излучаемый рабочим органом машины. В остальных машинах преобладает влияние УШ рабочего органа над УШ, излучаемого другими источниками шума – электродвигателем, передачей (ременной или зубчатой), подшип-

никами, структурным шумом. Более высокий УШ рабочего органа мясорубок по сравнению с другими источниками объясняется наличием сухого трения ножей о ножевые решетки, которое исчезает с началом рабочего процесса – появлением мясного сока и смазки им пар трения. УЗМ мясорубок зависит и от степени затяжки накидной гайки рабочего органа, величина которой не регламентируется конструкцией мясорубки.

Улучшение ВАХ этого оборудования должно быть направлено, прежде всего, на снижение УШ силовых кинематических элементов, а также структурного шума.

УЗМ в октавных полосах частот L_{pi} для технологического оборудования могут быть рассчитаны по регрессионным уравнениям в виде полинома третьей степени вида [3]:

$$L_{pi} = B_0 + v_1\mu + v_2\mu^2 + v_3\mu^3, \text{ дБ}$$

где B_0 – свободный член, дБ;

v_1, v_2, v_3 – коэффициенты регрессий.

$$\mu = \ln f$$

где f – октавная частота, Гц.

Величина B_0 и коэффициенты регрессии для различного оборудования и коэффициенты множественной корреляции уравнений r приведены в таблице 2.

Таблица 2 - Коэффициенты регрессии уравнений УЗМ технологического оборудования

	Тип оборудования, режим работы	B_0 , дБ	v_1	v_2	v_3	r
1.	Очистки корнеклубнеплодов					
	МОК-150	-171,4	112,9	-18,3	0,84	0,96
	МОК-250	-169,7	110,9	-17,0	0,79	0,98
	МОК-350	-114,2	81,6	-11,5	0,2	0,83
	МОЛ-100	-170,3	111,4	-19,2	0,8	0,95
2.	Овощерезательное					
	МРО 50-200	-375,2	202,2	-28,8	1,3	0,98
	МРО-350	-172,8	92,8	-11,3	0,4	0,91
	МРО 400-1000	59,7	-2,98	2,4	-0,2	0,93
	МПР 350	-170,6	89,1	-9,8	0,3	0,92
	ПУ-0,6	72,7	-16,7	5,2	-0,4	0,97
	П-2	71,8	-8,3	2,9	-0,2	0,98
	УММ-ПР	272,9	-116,4	21,9	-1,2	0,95
3.	Протирочное					
	МП-800	-61,7	50,4	-5,9	0,2	0,98
	МП-1000	1,2	16,6	-0,3	-0,1	0,9
4.	Измельчения мяса и рыбы					
	МИМ-250	-358,2	193,3	-27,6	-1,2	0,98
	МИМ-300	-58,0	41,7	-2,8	-0,04	0,96
	МИМ-500	-207,9	114,9	-14,3	0,5	0,98
	МИМ-600	-55,8	44,2	-2,2	-0,02	0,92

Выводы: 1. Рабочие процессы в исследуемом технологическом оборудовании оказывают существенное влияние на формирование ВАХ и являются значимыми источниками шума.

2. Конструкция рабочего органа и рабочих камер машин влияют на уровни звуковой мощности, излучаемые оборудованием при работе на холостом и рабочем режиме. В машинах измельчения мяса и рыбы наиболее высокие значения ВАХ следует ожидать при работе машины без нагрузки.

3. Предложенные усовершенствования конструкции рабочих органов и камер машин позволят снизить уровень излучаемого шума.

4. Полученные эмпирические зависимости позволяют рассчитать ВАХ очистительного и измельчительного оборудования для наиболее неблагоприятных режимов.

Список литературы: 1. Заплетников И.Н. Снижение шума торгово-технологического оборудования. – К.: Выща школа, 1990.-150 с. 2. Заплетников И.Н., Олейникова Э.В., Павлов М.Я. Экспериментальное исследование виброакустических характеристик овощерезательно-протирочной машины /Оборудование и технологии пищевых производств. – Тем. сб. наук. тр. – Донецк, ДонГУЭТ. – 2000, - вып. 4., Т.1 – С. 52-60. 3. Заплетников И.Н. Моделирование виброакустических процессов технологического оборудования пищевых производств. – Донецк, ДонГУЭТ, 2001.- 141с.

Сдано в редакцию 19.05.03

Рекомендовано д.т.н., проф. Калафатова Л.П.

МОДЕЛИ ОТКАЗОВ РЕЖУЩЕГО ИНСТРУМЕНТА И ОСНОВНЫЕ ПОКАЗАТЕЛИ НАДЕЖНОСТИ ЕГО ФУНКЦИОНИРОВАНИЯ

Ивченко Т.Г. (ДонНТУ, г. Донецк, Украина)

The problem of creation probability models of the cutting tool refusals under condition of different distribution of the cutting process parameters and non-linear character of their change in time is solved in the present work.

Одним из важнейших направлений повышения эффективности механообработки является разработка теоретических основ управления процессом резания и, прежде всего, управления надежностью функционирования режущего инструмента. В связи с этим весьма актуальна разработка теоретических моделей отказов, позволяющих прогнозировать поведение инструмента и основные показатели его надежности в любых условиях эксплуатации.

В настоящее время разработаны вероятностные модели отказов режущего инструмента, основанные на нормальном законе распределения

параметров процесса резания и линейном характере их изменения во времени [1], имеющие применение при незначительном рассеивании параметров. В случае значительного рассеивания параметров процесса резания, характерных для реальных условий эксплуатации, созданы вероятностные модели отказов режущего инструмента при условии распределении параметров его прочности и износостойкости по закону Вейбулла и нелинейном характере изменения этих параметров во времени [2]. На основании разработанных моделей выполнен расчет средних периодов стойкости режущего инструмента, в том числе средних периодов стойкости до достижения предельно допустимого износа и до разрушения.

Целью настоящей работы является создание на основании разработанных вероятностных моделей отказов методики расчета основных показателей надежности сборного режущего инструмента, позволяющей в аналитическом виде представить основные закономерности случайного изменения во времени параметров процесса изнашивания и разрушения лезвия инструмента, а также установить взаимосвязь показателей надежности с условиями обработки.

Исходные данные для формирования вероятностных моделей отказов устанавливаются на основании анализа случайных процессов изнашивания и разрушения лезвия режущего инструмента.

Основные допущения при разработке вероятностной модели отказов инструмента в связи с достижением предельно допустимого износа [1]: совокупность реализаций износа по задней поверхности характеризуется нормальным законом распределения в любой момент времени t_i с параметрами $h(t_i)$ — средним значениями износа в момент времени t_i и среднеквадратичным отклонением σ_h . Изменение во времени средних значений износа описывается функцией $h(\tau)$, которая с достаточной точностью в пределах зоны нормального износа может быть принята линейной с постоянной скоростью изнашивания c_h : $h(\tau) = h + c_h \tau$. Значение критерия затупления $h_{кр}$ принимается в соответствии со справочно-нормативной документацией.

В этом случае стойкость до достижения предельно допустимого износа режущего лезвия подчиняется нормальному закону распределения, вероятность безотказной работы в заданный момент времени τ может быть определена следующим образом:

$$P(\tau) = 1 - \Phi\left[-(h_{кр}/c_h - \tau)(\sigma_h/c_h)\right], \quad (1)$$

где $\Phi(z)$ — нормированная функция Лапласа; параметры закона: средний период стойкости $T_H = h_{кр}/c_h$ и среднеквадратичное отклонение $\sigma_T = \sigma_h/c_h$.

Основные допущения при разработке вероятностных моделей отказов инструмента в связи с разрушением, [2]: нагрузка, действующая на

лезвие режущего инструмента, характеризующая силой резания $P_z(\tau)$ и его прочность, характеризующая предельно допустимой силой $P_{\text{ин}}$, - фиксированные случайные величины с известными законами распределения в любой момент времени τ . Изменение во времени силы резания устанавливается с учетом износа режущего лезвия инструмента. Закономерности изменения силы резания в зависимости от износа представлены на рис. 1.

Экспериментальная зависимость силы резания от износа по задней поверхности h - $P_{z1}(h)$ (график 1) получена для следующих условий [1]: резец Т5К10, скорость резания $v = 200 \text{ м/мин}$, подача $s = 0,1 \text{ мм/об.}$, глубина резания $t = 4 \text{ мм}$.

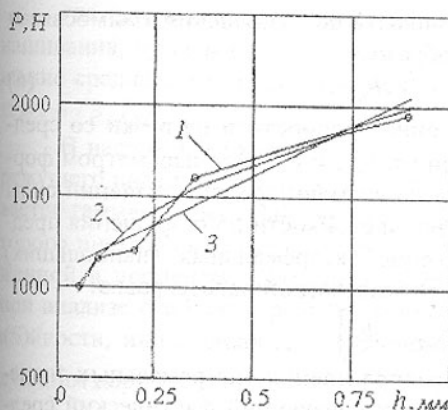


Рис. 1. Графики экспериментальной (1) и теоретических зависимостей силы резания от износа по задней поверхности h : линейной (2) и степенной (3)

Зависимость силы резания от износа может быть принята линейной $P_{z2}(h)$ (график 2):

$$P_{z2}(h) = P_{z2} + c_{h2}h, \quad (2)$$

где $P_{z2} = 1000 \text{ Н}$, $c_{h2} = 1100 \text{ Н/мм}$.

Более точно изменение силы резания в зависимости от износа описывается нелинейной степенной функцией $P_{z3}(h)$ (график 3):

$$P_{z3}(h) = P_{z3}h^{c_3}, \quad (3),$$

где $P_{z3} = 2000 \text{ Н}$, $c_3 = 0,75$.

С учетом линейной зависимости износа от времени установлены закономерности изменения во времени силы резания:

$$P_{z2}(\tau) = P_{z2} + c_2\tau, \quad P_{z3}(\tau) = c_P P_{z3}\tau^{c_3} \quad (4)$$

где c_2 и c_3 коэффициенты, равные: $c_2 = c_{h2}c_h$, $c_P = c_h^{CB}$, $c_h = h_{кр}/T_{\text{ин}}$.

Для нормального закона распределения прочности и нагрузки с параметрами — средними значениями сил в момент времени τ , $P_{\text{ин}}$ и $P_z(\tau)$ и среднеквадратичным отклонением σ_P и линейном изменении во времени средних значений силы резания, закон распределения фактической стойкости до разрушения также нормальный. Вероятность безотказной работы в заданный момент времени τ может быть определена следующим образом:

$$P_H(\tau) = 1 - \Phi \left[-((\eta - 1) \cdot c - \tau) / \sqrt{V_P(\eta^2 + 1)} \right], \quad (5)$$

где $\eta = P_{\text{ин}}/P_z$ - коэффициент безопасности, оценка которого возмож-

на как на основании теоретических расчетов прочности инструмента и действующей на него нагрузки, так и на основании экспериментальных исследований; $c = c_2/P_z$ - относительный коэффициент изменения нагрузки во времени; $V_p = \sigma_p / P_z$ - коэффициент вариации прочности и нагрузки.

Фактический средний период стойкости до разрушения T_{PH} и характеристики его рассеивания - среднеквадратичное отклонение σ_{PH} и коэффициент вариации V_{PH} равны [1]:

$$T_{PH} = (\eta - 1)/c; \sigma_{PH} = V_p \sqrt{(\eta^2 + 1)/c}; V_{PH} = V_p \sqrt{(\eta^2 + 1)/(\eta - 1)}. \quad (5)$$

Фактический средний период стойкости до разрушения взаимосвязан со стойкостью до износа следующим образом:

$$T_{PF} = T_{PI} (\eta - 1) / ch_{kp}. \quad (6)$$

Для закона Вейбулла распределения прочности и нагрузки со средними значениями сил в момент времени τ_i $P_{ин}$ и $P_z(\tau_i)$, с параметром формы b_n , а также нелинейном изменении во времени средних значений силы резания, закон распределения фактической стойкости до разрушения представляет собой известное распределение экстремальных (наибольших) значений [2]. В этом случае вероятность безотказной работы равна:

$$P_B(\tau) = 1 - \exp \left[- (\eta/c_p)^{b_n} \tau^{-c_b b_n} \right]. \quad (7)$$

Параметр формы полученного распределения экстремальных значений - $b_3 = c_3 b_n$. Параметр масштаба, характеризующий фактический средний период стойкости до разрушения $T_{PB} = (\eta/c_p)^{-1/c_3}$. Фактический средний период стойкости до разрушения связан со стойкостью до износа следующим образом:

$$T_{PB} = T_{PI} / h_{kp} \eta^{1/c_3}. \quad (8)$$

Средний период стойкости до разрушения, наблюдаемый в эксплуатации, исходя из плотности распределения $f_{T_{PF}}(\tau)$ фактической стойкости до разрушения T_{PF} как для нормального, так и закона Вейбулла распределения прочности и нагрузки равен [1]:

$$T_P = \frac{1,9 T_{PI}}{0} \int_0^{T_{PF}} f_{T_{PF}}(\tau) d\tau; \quad (9)$$

Разработанные вероятностные модели отказов позволяют на основании анализа закономерностей случайного изменения во времени параметров процесса изнашивания и разрушения лезвия инструмента создать методику расчета основных показателей надежности сборного режущего инструмента, а также установить взаимосвязь показателей надежности с условиями обработки.

В случае, когда преимущественным видом отказов режущего инструмента является достижение предельно допустимого износа, норматив-

ный средний период стойкости $T_H = T_H$ определяется по известным стойкостным зависимостям, представленным в справочно-нормативной литературе. При этом рассеивание стойкости незначительно и коэффициент ее вариации V_H и не превышает 0,33.

При наличии отказов режущего инструмента, связанных с его разрушением, средний период стойкости T , в сравнении с нормативным T_H , снижается, а коэффициент вариации V_T — повышается [3]:

$$T = T_H(1 - \alpha q_p), \quad V_T = \sqrt{V_H^2 + \alpha^2 q_p^2} / (1 - \alpha q_p) \quad (10)$$

где q_p — вероятность разрушения инструмента, q_H — вероятность изнашивания, причем $(q_p + q_H) = 1$; α — коэффициент, учитывающий соотношение среднего периода стойкости до разрушения T_p с нормативным T_H : $\alpha = 1 - T_p / T_H$.

В настоящей работе в качестве основного показателя безотказности режущего инструмента наряду со средним периодом стойкости рассматривается гамма-процентный период стойкости — время резания, в течение которого инструмент не достигает отказа с заданной вероятностью γ , выраженной в процентах. Для закона Вейбулла, наиболее распространенного при анализе стойкости режущего инструмента, гамма-процентный период стойкости, или стойкость с заданной вероятностью T_γ , определяется следующим образом [3]:

$$T_\gamma = a[-\ln(\gamma/100)]^{1/b}, \quad (11)$$

где a, b — параметры масштаба и формы закона распределения:

$$a = T / \Gamma(1 + 1/b); \quad b = \exp(1,1 \ln V_T), \quad (12)$$

где $\Gamma(1 + 1/b)$ — гамма-функция.

На основании разработанных ранее вероятностных моделей отказов режущего инструмента установлена вероятность разрушения режущего лезвия к моменту времени $\tau = 1,9 T_H$ — окончанию периода стойкости инструмента с учетом ее рассеивания при двух вариантах законов распределения прочности и нагрузки — нормальном q_{PH} и Вейбулла q_{PB} :

$$q_{PH} = \Phi \left[-(\eta_0 - 1 - 2h_{kp}) / V_P \sqrt{\eta_0^2 + 1} \right]; \quad q_{PB} = \exp \left[-\eta_0^{b_n} h_{kp}^{-c_b b_n} \right], \quad (13)$$

где $\eta_0 = \eta_0 / t_0^{x_p} s_0^{y_p} v_0^n$ — коэффициент безопасности, определяемый в зависимости от относительных показателей режимов резания, характеризующих изменение скорости резания, подачи и глубины в сравнении со значениями этих параметров, принятых за базу: $v_0 = v/v_0$, $s_0 = s/s_0$, $t_0 = t/t_0$; x_p, y_p, n — показатели, характеризующие степень влияния глубины, подачи и скорости на силу резания.

Изменение режимов резания приводит к одновременному измене-

нию всех указанных характеристик, в том числе и нормативного среднего периода стойкости T_{II} . В проводимых исследованиях постоянство T_{II} , а также и коэффициента c , обеспечивается корректировкой скорости резания в соответствии с выбранными значениями глубины резания и подачи:

$$v_o = 1/t_o^{x_v} s_o^{y_v}, \quad (14)$$

где x_v, y_v — показатели, характеризующие степень влияния глубины и подачи на скорость резания, определяемые в зависимости от условий эксплуатации.

В этом случае коэффициент безопасности в зависимости от глубины резания и подачи равен:

$$\eta_o = \eta_b / t_o^{(x_p + nx_v)} s_o^{(y_p + ny_v)}. \quad (15)$$

Представленные зависимости позволяют установить влияние параметров обработки на гамма-процентную стойкость инструмента с учетом вероятности его разрушения. Коэффициент, характеризующий соотношение заданной гамма-процентной стойкости режущего инструмента с нормативной, может быть рассчитан по формуле:

$$K\gamma = \left(\frac{T_\gamma}{T_H} \right) = (1 - \alpha q_p) \left[\frac{[-\ln(\gamma \cdot 100)]^{1/b}}{\Gamma(1 + 1/b)} \right]. \quad (16)$$

Представленный на рис.2 для $\gamma = 70\%$ двухпараметрический график зависимости коэффициента $K\gamma$ от относительных показателей глубины резания t_o и подачи s_o позволяет по известным режимам обработки прогнозировать

гамма-процентный уровень стойкости режущего инструмента, а также устанавливать уровень режимов резания для обеспечения средней стойкости с любым заданным уровнем вероятности..

Таким образом, разработанная методика с учетом параметров случайных процессов изнашивания и разрушения лезвия режущего инструмента позволяет осуществлять прогнозирование среднего периода стойкости и его рассеивания в различных условиях эксплуатации, устанавливать характер и параметры закона распределения стойкости, а также выби-

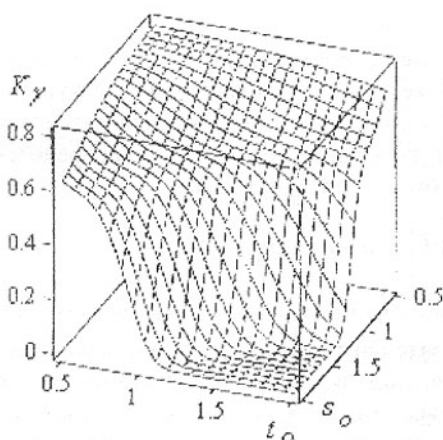


Рис. 2. Влияние относительной глубины резания t_o и подачи s_o на коэффициент $K\gamma$

рать режимы обработки, обеспечивающие требуемый уровень надежности.

Список литературы: 1. Ивченко Т.Г., Разработка вероятностной модели отказов сборного режущего инструмента / Прогрессивные технологии и системы машиностроения: Международный сб. научных трудов. – Донецк: ДонНТУ, 2003. Вып. 24. – С.60-64. 2. Ивченко Т.Г. Вероятностная модель отказов режущего инструмента // Надійність інструменту та оптимізація технологічних систем. Збірник наукових праць. Вып. 10. – Краматорськ: ДДМА, 2003.- С.9-14. 3. Ивченко Т.Г. Учет вероятности разрушения режущего инструмента при определении среднего периода его стойкости // Прогрессивные технологии и системы машиностроения: Международный сб. научных трудов. – Донецк: ДонНТУ, 2002. Вып. 19. – С.58-62.

Слано в редакцію 4.06.03

Рекомендовано д.т.н., проф. Матюха П.Г.

ОСОБЕННОСТИ ОРГАНИЗАЦИИ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ ОБРАБОТКИ ИЗДЕЛИЙ ИЗ ХРУПКИХ НЕМЕТАЛЛИЧЕСКИХ МАТЕРИАЛОВ

Калафатова Л.П. (ДонНТУ, г. Донецк, Украина)

Operation characteristics of pyroceramics goods depend on the defectness of the machined surface which is predetermined by the level of force and strain of grinding. The principles of organization of the technological processes of pyroceramics goods abrasive machining have been worked out. These principles contain the connection between force of grinding on the surface formed and parameters of the technological process.

Развитие науки и техники ставит перед современным машиностроением ряд многообразных задач, одной из которых является надежное обеспечение технических характеристик изделий, работающих в широком диапазоне температур, при сложном сочетании переменных силовых и тепловых воздействий, в агрессивных рабочих средах. Часто условия эксплуатации изделий таковы, что для их изготовления невозможно или нерационально использовать металлы. Решение этой задачи достигается за счет разработки и внедрения хрупких неметаллических материалов, в частности, технических стекол, ситаллов, керамики, обладающих комплексом требуемых свойств, при наличии прогрессивных технологических процессов (ТП) их обработки.

В настоящее время эти материалы широко используются в электромашиностроении, ядерной энергетике, ракето- и самолетостроении, космической технике, приборостроении. К изделиям такого класса предъявляются повышенные требования по точности механической обработки и

качеству формируемой поверхности (шероховатость не более $R_a=0,08-0,04$ мкм и практически полное отсутствие дефектного слоя, сформированного при обработке). Поэтому ТП обработки изделий включают операции шлифования, на которых происходит их формообразование, финишные операции в виде доводки или полирования, обеспечивающие требуемый уровень шероховатости и минимальную дефектность поверхностного слоя детали. В комбинированно-дефектных ситаллах и стеклах оставшийся дефектный слой удаляют на операции комбинированного упрочнения, включающей химическое травление обработанной поверхности изделия с последующим упрочнением ионным обменом.

В связи с высокими трудоемкостью финишных операций, стоимостью и экологической вредностью операции упрочнения достичь высокой степени эффективности процесса обработки и снижения ее себестоимости можно путем обеспечения минимальной дефектности обработанной поверхности в сочетании с высокой производительностью шлифования.

В настоящее время нет достаточно обоснованных технологических и научных принципов проектирования ТП обработки изделий из стекломатериалов. Частично вопросы построения ТП обработки изделий из хрупких неметаллических материалов затронуты в работах: при шлифовании керамики [1]; ситаллов [2], оптических и художественных стекол [3]. Однако в большинстве из них рассматриваемые условия существенно отличаются от тех, которые сопровождают обработку ответственных изделий из стекол и ситаллов. Поэтому на предприятиях, занятых обработкой изделий рассматриваемого класса, при разработке ТП в основном исходят из собственных технических возможностей и опыта, что, естественно, не позволяет обеспечить требуемую эффективность принимаемых решений. В настоящей работе рассмотрены вопросы организации ТП обработки деталей из стекол и ситаллов на базе результатов выполненных ранее научных исследований.

Полученные теоретическим и экспериментальным путем данные о глубине и строении разрушенного обработкой слоя, механизме его трансформации при многоступенчатой обработке [4] явились основной теоретической предпосылкой для разработки эффективных технологических процессов обработки реальных изделий из технических стекол и ситаллов. На основании результатов комплексных исследований разработаны рекомендации по организации технологических процессов обработки изделий – конструкций из стекломатериалов с целью обеспечения их высокого качества при минимальной технологической себестоимости обработки. Они включают следующие основные положения:

- выбор схемы шлифования, исходя из обеспечения минимального силового воздействия на формируемую поверхность в сочетании с высокой производительностью процесса формообразования;

- многостадийность процесса шлифования, включающего черновые операции, на которых снимается основной припуск, и чистовые операции, на которых завершается формообразование изделия;

- интенсификация режимов шлифования, применение инструмента с более прочными алмазными зернами и более крупной зернистости, технологических сред с повышенными диспергирующими свойствами на стадии предварительного чернового шлифования, когда первоочередное значение имеет фактор снижения трудоемкости обработки и формирования разупрочненного поверхностного слоя, облегчающего диспергирование материала на последующих операциях окончательного формообразования изделий;

- на операциях чистового шлифования, где первостепенную важность приобретают глубина и структура сформированного дефектного слоя, рациональнее использовать круги малой зернистости и меньшей прочности, щадящий режим шлифования, периодическую правку инструмента или применять технологические среды, обеспечивающие работу кругов в режиме самозатачивания;

- при назначении межоперационных припусков на промежуточной стадии ТП величину припуска $h'_{d_{i-1}}$, связанную с глубиной сформировавшегося ранее дефектного слоя и снимаемого на данной операции (переходе), целесообразно назначать, исходя из равенства размеров вносимого дефекта и уже внесенного в материал в результате предшествующей обработки, отказавшись от полного удаления нарушенного слоя, оставшегося в материале после предыдущей операции.

Выданные рекомендации были апробированы, в частности, при разработке ТП обработки дисков из ситалла.

Ситалловые диски представляют собой пластины круглой формы диаметром 18...40 мм и толщиной 12...28 мм, используемые в качестве подложек в некоторых изделиях электронной техники. Разброс по толщине пластины не должен превышать $\pm 8,0$ мкм. Эксплуатационные характеристики изделий предполагают соблюдение высоких требований к качеству рабочей (исполнительной) поверхности пластин, для которых характерно отсутствие дефектного слоя, вызванного обработкой. Шлифованная поверхность пластин должна иметь среднеарифметическое отклонение профиля не более $R_a = 0,32$ мкм. Заготовки пластин получают путем их высверливания из литых листов ситалла размером 420x420 мм с помощью кольцевых алмазных сверл соответствующих типоразмеров. Исходная толщина листов ситалла определяет припуск на обработку пластин и при существующей технологии получения исходных заготовок превышает требуемый размер не менее чем на 2,0...2,5 мм.

Маршрутный ТП механической обработки пластин включает сле-

дующие операции: заготовительную - высверливание заготовки полуфабриката; плоское шлифование нерабочей поверхности пластины с целью обеспечения базовой плоскости; шлифование рабочей поверхности пластины для получения требуемых качества и толщины детали. На заключительной стадии обработки осуществляется химическое травление возникшего при шлифовании дефектного слоя материала с последующим ионным упрочнением рабочей поверхности пластины. Технологическая себестоимость обработки пластин будет зависеть от рациональности пооперационного распределения общего припуска на обработку с учетом назначенных входных параметров ТП.

В условиях конкретного производства шлифование рабочей поверхности пластин может быть осуществлено при реализации схем плоского торцового шлифования по упругой схеме (шлифование торцом чашечного круга) и плоского торцового шлифования с принудительной поперечной подачей круга (врезное шлифование периферией чашечного круга). Теоретические исследования [5] показали, что наиболее неблагоприятной, с точки зрения обеспечения уровня напряженного состояния приповерхностных слоев образца, а, следовательно, и развития дефектного слоя, является схема торцового шлифования без поперечной подачи круга. Причиной этому служит способ приложения нагрузки при шлифовании - перпендикулярно к обрабатываемой поверхности, что приводит к глубокому проникновению в объем материала зоны повышенных напряжений. Схема плоского торцового шлифования с принудительной поперечной подачей круга избавлена от этого недостатка, так как результирующая составляющих сил резания в значительной степени направлена в удаляемый припуск.

Теоретические предпосылки были апробированы в опытно-производственных условиях, где была подтверждена их достоверность. Врезное торцовое шлифование обеспечивает более высокое качество пластин по сравнению с торцовым шлифованием по упругой схеме, о чем свидетельствуют приведенные ниже результаты их обработки кругами одинаковой зернистости 80/63, используемыми на заключительной стадии шлифования:

- плоское торцовое шлифование по упругой схеме: разброс по толщине ± 7 мкм, глубина нарушенного поверхностного слоя 180....200 мкм;
- врезное торцовое шлифование: разброс по толщине ± 5 мкм, глубина нарушенного поверхностного слоя 130....150 мкм.

Технологический процесс обработки пластин из ситалла проектировался, исходя из использования схемы плоского торцового врезного шлифования рабочей поверхности пластин.

Анализ результатов математического моделирования вероятности развития дефектного слоя в обрабатываемом материале при вариации исходных параметров ТП с учетом технологической наследственности [6]

позволил спроектировать рациональный операционный ТП обработки рабочей поверхности пластин. Он предполагает шлифование кругами 12 А2-45⁰ 125х50х20х2,5 АС6 - 4 - М2-0 с различной зернистостью в зависимости от операций: чернового шлифования - 125/100, получистового - 100/80 и чистового - 80/63. Скорость шлифования $v=30$ м/с. Рабочая подача суппорта станка с закрепленным на нем приспособлении с пластинами в направлении круга осуществляется со скоростью $v_s=10...200$ мм/мин, уменьшаясь от черновых операций к чистовым. Глубина резания соответствует расчетному значению припуска для каждой операции. Максимальная скорость съема материала достигает для кругов зернистостью 125/100, 100/80, 80/63 соответственно 140, 105 и 80 мкм/мин при обработке с использованием в качестве СОТС воды. Расход охлаждающей жидкости на операциях черновой обработки составляет 0,4..0,8 л/мин, а чистовой - 0,8..1,0 л/мин. На операциях черновой и получистовой обработки пластин рекомендуется использовать высокоактивные СОТС, обладающие повышенной диспергирующей способностью по отношению к обрабатываемому материалу [7]. В этом случае максимальная скорость съема на этих операциях увеличится на 25-30% при создании благоприятного по глубине и структуре дефектного слоя по сравнению с водой. На операциях чистового шлифования необходима периодическая правка кругов с целью обеспечения требуемого качества и точности обработки.

Расчетный припуск на составные операции $Z'_{i\min}$ определялся в соответствии с уравнением

$$Z'_{i\min} = R_{z_{i-1}} + h'_{d_{i-1}} + h'_{d_{i-1}} + \varepsilon_{y_i},$$

где $R_{z_{i-1}}$, $h'_{d_{i-1}}$ и $h'_{d_{i-1}}$ - соответственно высота микронеровностей, глубина дефектного слоя и суммарные значения пространственных отклонений, полученные на предшествующем переходе; ε_{y_i} - погрешность установки деталей на рассматриваемой операции.

В рассматриваемом случае $\xi_{y_i} = 0$, так как все операции шлифования осуществляются без переустановки заготовок. Значения ρ_{i-1} определялись в соответствии с имеющимися рекомендациями, связанными с технологией получения исходных заготовок. Для расчета $Z'_{i\min}$ экспериментально измерялись: шероховатость обработанной поверхности; глубина и структура образующегося дефектного слоя ситалла; размеры исходных дефектов, возникающих на обрабатываемой поверхности при каждом виде обработки. Значения $h'_{d_{i-1}}$ находились при соблюдении условия равенства размеров вносимого исходного дефекта при реализации конкретной операции и дефекта, уже внесенного на предшествующих технологических операциях.

В таблице приведены результаты расчета рациональных межоперационных припусков.

Таблица - Характеристики качества обработанной поверхности пластин и межоперационные припуски, рекомендуемые к удалению

Технологическая операция	Шлифование кругами зернистости:			Химическое травление
	черновое - 125/100	Получистовое - 100/80	чистовое - 80/63	
1	2	3	4	5
Определяемый параметр:				
Пространственные отклонения поверхности ρ_{i-1} , мкм	55,0			
Шероховатость R_z , мкм	5,6	3,0	1,45	0,025
Дефектный слой h_d , мкм	280,0	220,0	150,0	
Разрушенный слой H_p , мкм	286,0	223,0	152,0	0,025
Размер исходного дефекта $d_{исх}$, мкм	30,0	20,0	15,0	
Дефектный слой $h'_{d_{i-1}}$, подлежащий удалению, мкм	130,0	90,0	80,0	
Рациональный минимальный припуск на операцию $Z'_{i_{min}}$, мм	1,624	0,191	0,093	0,092
Минимальный припуск на операцию $Z_{i_{min}}$, мм по базовой методике	1,221	0,341	0,286	0,152

Расчет осуществлялся при учете того, что общий минимальный припуск на пластину (в рассматриваемом случае 2,0 мм) должен быть рационально распределен между операциями обработки рабочей плоскости пластины.

При известных значениях максимальной скорости съема материала на операциях шлифования, ориентируясь на значения межоперационных припусков, можно определить трудоемкость операций механической обработки для двух вариантов ТП, отличающихся методикой расчета припусков - предлагаемой и традиционной. Анализ результатов, приведенных в таблице, и данных о трудоемкости операций механической обработки пластин свидетельствует о следующем. Предлагаемый вариант перераспределения межоперационных припусков по сравнению с традиционным вариантом позволяет сократить продолжительность механической обработки пластин на 18-20% и в 1,6 раза уменьшить глубину дефектного слоя, подлежащего удалению на операции химического травления, что позволит во столько же

раз снизить трудоемкость и технологическую себестоимость достаточно дорогостоящей операции упрочнения изделий. Предлагаемая методика может быть реализована и при организации рациональных ТП обработки изделий из других видов хрупких неметаллических материалов.

Список литературы: 1. Алмазная обработка технической керамики / Д.Б. Ваксер, В.А. Иванов, Н.В. Никитков, В.Б. Рабинович. - Л.: Машиностроение, Ленингр. отд-ние, 1976. - 160 с. 2. Хрульков В.А., Тародей В.А. Механическая обработка деталей из керамики и ситаллов. - Саратов: Изд-во Сарат. ун-та, 1975. - 185 с. 3. Ардамацкий А.Л. Алмазная обработка оптических деталей. - Л.: Машиностроение, Ленингр. отд-ние, 1978. - 232 с. 4. Калафатова Л.П. Влияние технологической наследственности на эффективность процессов механической обработки стекломатериалов // Справочник. Инженерный журнал. - 1997. - № 9. - С. 7-11. 5. Калафатова Л.П., Моделирование взаимодействия алмазного инструмента с обрабатываемыми образцами из технических ситаллов // Прогрессивные технологии и системы машиностроения. - Донецк: ДонГТУ. - 2003. - Вып. 24. - С. 78-82. 6. Калафатова Л.П. Определение вероятности образования дефектов в обрабатываемой поверхности при шлифовании ситаллов // Прогрессивные технологии и системы машиностроения: Междунар. сб. научн. трудов. - Донецк: ДонГТУ. - 2000. - Вып. 12. - С. 75-80. 7. Калафатова Л.П. Технологические среды как способ интенсификации процессов механической обработки стекломатериалов // Прогрессивные технологии и системы машиностроения: Междунар. сб. научн. трудов. - Донецк: ДонГТУ. - 1996. - Вып. 3. - С.25-37.

Сдано в редакцию 6.06.03

Рекомендовано д.т.н., проф. Матюха П.Г.

ГИСТЕРЕЗИС ХАРАКТЕРИСТИКИ ВИБРОЗАЩИТНОЙ СИСТЕМЫ КВАЗИНУЛЕВОЙ ЖЕСТКОСТИ С ТОРСИОННЫМ ВАЛОМ

Калински В. (Силезский технический университет, г. Гливице, Польша)

One observes nonlinearity of the overall elastic characteristics caused either by friction in connecting joints, material properties, constructive peculiarities of the element or the presence of stops. The energy loss in one loading and unloading cycle of vibration isolator is equal to the area enclosed by the hysteresis loop. In this work reasons of limited efficiency of spring and linkage arrangement with torque shaft are discussed.

Виброзащита особенно эффективна, если собственная частота колебаний системы машина – система виброзащиты, относительно частоты

возмущения колебаний, мала а при этом небольшая величина расстояния между ветвями гистерезисной петли - силовой характеристики виброзащитной системы [1].

Расстояние между ветвями гистерезисной петли виброзащитной системы отвечает величине приведенных сил трения кинематических пар системы и сил пропорциональных к величине внутреннего рассеяния энергии [4]. Величина средней жесткости виброзащитной системы зависит от расстояния между ветвями и от величины амплитуды колебаний z . На рис. 1 показано две локальные гистерезисные петли с разными величинами приведенных сил трения. В первом случае, рис. 1а, средняя величина коэффициента жесткости s , пропорциональна углу α_1 наклона вспомогательной прямой, меньшая чем во втором случае, $\alpha_1 < \alpha_2$.

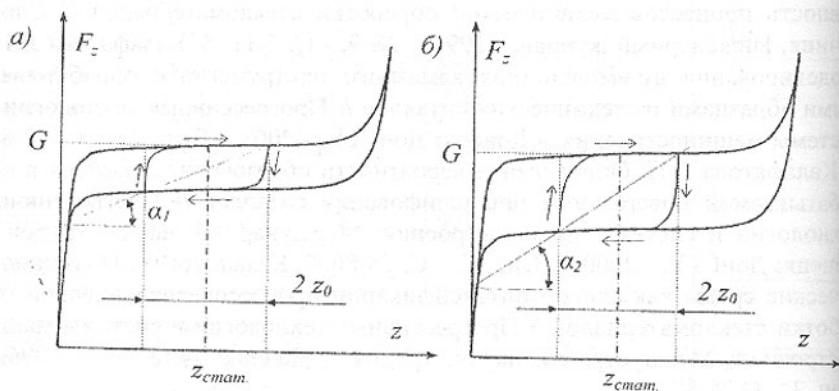


Рис. 1. Петли гистерезиса виброзащитной системы квазинулевой жесткости

В процессе колебаний переход с верхней ветви на низшую возможен только при возникновении сил инерции больших чем величина приведенной силы опоры T_z системы виброзащиты, рис. 2. Так как сила инерции $P_{и}$ зависит от амплитуды z и частоты колебаний f , из условия, $P_{и} = T_z$, граничная амплитуда z_T равна

$$z_T = \frac{T_z}{G} g \frac{1}{4\pi^2} \frac{1}{f^2} \text{ м,}$$

где G - статическая нагрузка системы, $g = 9,81 \text{ м сек}^{-2}$.

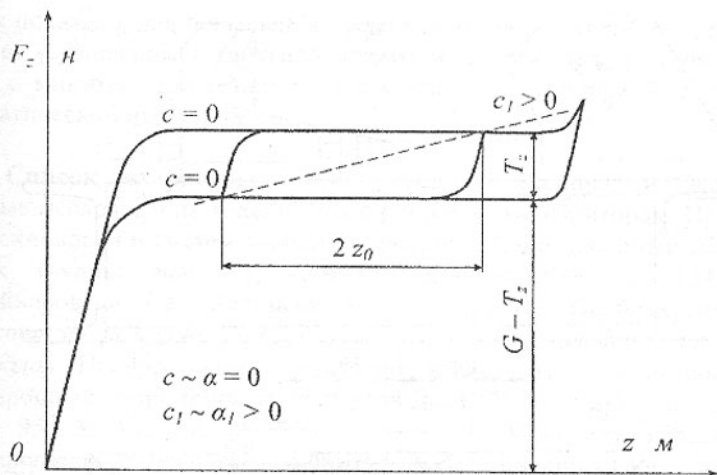


Рис. 2. Характеристика системы нулевой жесткости – одной ветви, с гистерезисом – $T_z > 0$

Зависимость амплитуды z_T от частоты колебаний f для трех величин отношения G/T_z показана на рис. 3.

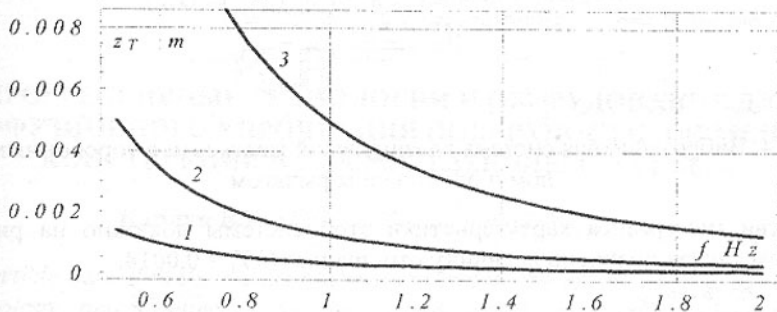


Рис. 3. График зависимости амплитуды z_T от частоты колебаний f при:
1. $G/T_z = 0,0014$; 2. $G/T_z = 0,005$; 3. $G/T_z = 0,02$

Кривую 1 получено для виброзащитной системы квазинулевой жесткости с торсионным валом, $G/T_z = 0,0014$, версия с одноплечим рычагом [2,3]. В виброзащитной системе, рис. 4, для уменьшения величины T_z применено торсионный вал 18 и самоустанавливающиеся шарикоподшипники 8, 9, 10. Снижение жесткости несущей конструкции получено за счет подключения устройства – корректора, рычаг 5 и упругий элемент 7, о характеристике отрицательной жесткости.

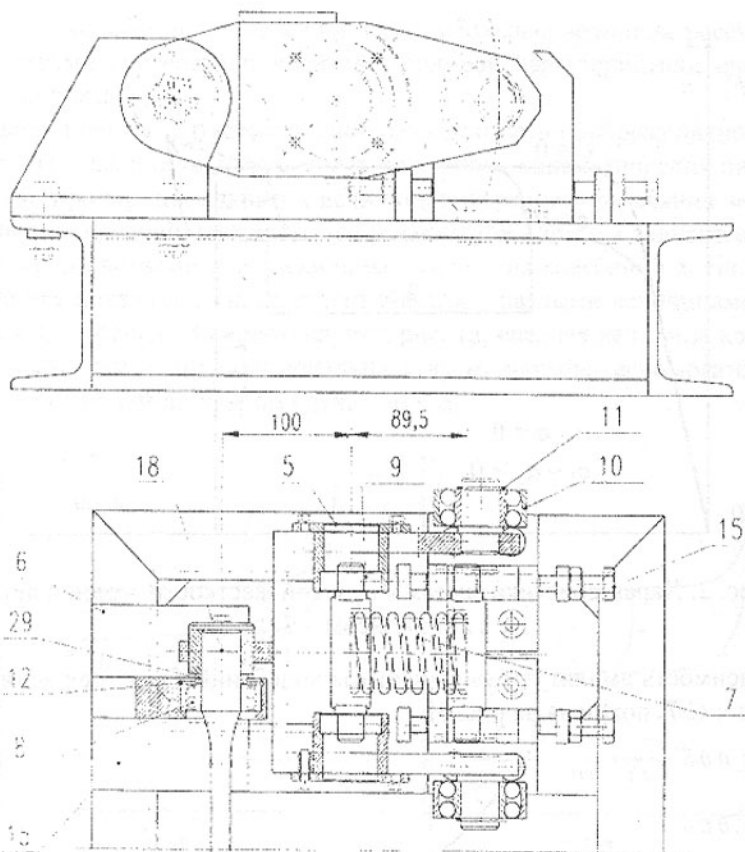


Рис. 4. Виброзащитная система квазинулевой жесткости с торсионным валом и одноплечим рычагом

Ветви гистерезиса характеристики этой системы показано на рис. 5. В этом случае получено величину отношения $G/T_z = 0,0014$.

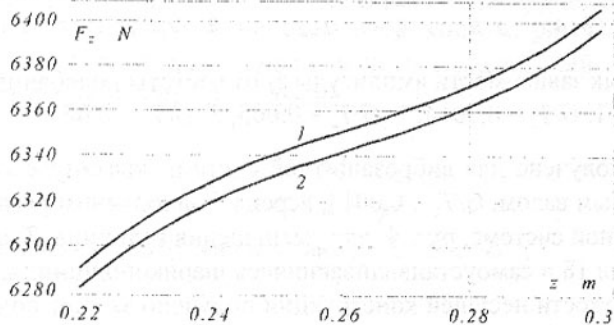


Рис. 5. Силовая характеристика виброзащитной системы с торсионным валом

Как показано, для повышения эффективности пассивной виброизоляции следует устанавливать упругие системы виброзащиты квазиулевого жесткости с минимальной величиной приведенной силы опора T_z , в сравнении со статической нагрузкой G .

Список литературы: 1. Войнаровский Ю., Калинин В. Экспериментальные исследования явлений гистерезиса в амортизаторах. Прогрессивные технологии и системы машиностроения. Международный сборник научных трудов: вып. 11, ДонГТУ, Донецк 2000, с. 134 – 138. 2. Войнаровский Ю., Калинин В., Пиллих В.: *Особенности характеристик виброзащитной системы квазиулевого жесткости с торсионным валом*. Прогрессивные технологии и системы машиностроения. Международный сборник научных трудов ДонГТУ. Вып. 16. Донецк 2001, с. 91 – 95. 3. Kaliński W., Wojnarowski J. Własności wibroizolatorów z kompensacją sztywności. Materiały XVIII Ogólnopolskiej Konferencji Naukowo – Dydaktycznej Teorii Maszyn i Mechanizmów. Prace Naukowe Instytutu Podstaw Konstrukcji i Eksploatacji Maszyn Politechniki Wrocławskiej, z. 8, s. Konferencje, nr 25, Wrocław 2002, с. 217 – 224. 4. Писаренко Г. С., Яковлев А. П., Матвеев В. В. Вибропоглощающие свойства конструкционных материалов. –К.: Наукова Думка, 1971.

Слано в редакцию 6.06.03

Рекомендовано д.т.н., проф. Войнаровский Ю.

ПРОГРЕССИВНЫЕ ТЕХНОЛОГИИ И ОБОРУДОВАНИЕ ДЛЯ ДИФфуЗИОННОГО УПРОЧНЕНИЯ ПОВЕРХНОСТИ ЭЛЕМЕНТОВ КОНСТРУКЦИЙ В ПЛАЗМЕ ТЛЕЮЩЕГО РАЗРЯДА

Каплун В.Г. (ТУП, г. Хмельницкий, Украина)

The article describes the results of the study and the perspectives of usage of the technology and equipment for ion nitration of constructive elements in hydrogen-free saturated mediums.

Повышение надежности, долговечности и конкурентоспособности машин и оборудования, создание высокопроизводительных энерго-ресурсосберегающих технологий является важнейшей задачей современного машиностроения.

Перспективным направлением в решении поставленной задачи является создание упрочняющих покрытий с применением высококонцентрированных источников энергии и, в частности, тлеющего разряда. К числу наиболее прогрессивных технологий поверхностного упрочнения, обеспечивающих высокую износостойкость, относится азотирование в тлеющем разряде (ионное азотирование). Однако, существующие технологии ионно-

го азотирования базируются на использовании водородосодержащих насыщающих сред (аммиака, смеси азота с водородом и др.) [1-4]. Это вызывает водородное охрупчивание металла и, как следствие, снижает прочность и долговечность деталей машин и инструмента [5].

Новые перспективы в решении поставленной задачи открывает технология ионного азотирования и других видов химико-термической обработки в безводородных насыщающих газовых средах, исключающие разупрочнение металла водородом, обеспечивающие значительную экономию электроэнергии и газов. Кроме того, данные технологии экологически чистые, хорошо управляемые, исключают коробление длинных деталей и обеспечивают сохранение исходного класса чистоты поверхности.

Отсутствие водорода в насыщающей среде и замена его аргоном меняет кинетику процесса диффузионного насыщения поверхности азотом и другими элементами. Исследованиями установлено, что энергия активации процесса ионного азотирования различных сталей в азотаргоновой среде в 1,3...1,5 раза меньше по сравнению с ее значением в водородсодержащей среде и в 2...3 раза меньше по сравнению с традиционным печным газовым азотированием. Строение азотированного слоя и его фазовый состав определяется протеканием двух конкурирующих процессов: диффузионного насыщения поверхности нитридами и атомарным азотом, которые образуются при катодном распылении и ионной бомбардировке поверхности, и обратного катодного распыления. Данные процессы управляются технологическими параметрами ионного азотирования. В зависимости от характера протекания этих процессов можно получить диффузионный слой на базе высокоазотистого α -твердого раствора без нитридной зоны и с нитридной зоной (рис.1). Исследования показали, что процессы катодного распыления и обратного катодного распыления в азотаргоновой среде происходят интенсивнее, чем в водородсодержащей среде, в результате чего на поверхности присутствуют все три фазы (ϵ , γ' и α -Fe_(N)) (Табл.1). Это обстоятельство вызывает снижение концентрации азота в нитридном слое и повышение его пластичности.

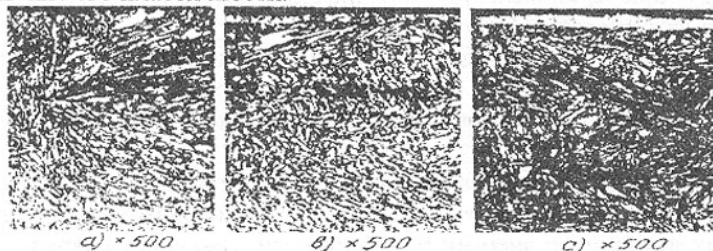


Рис. 1. Микроструктура стали 25Х5М после ионного азотирования (среда 25об.%N₂ + 75об.%Ar, P=65 Па, τ =6 ч) при различных температурах: а – 500°C; в – 540°C; с – 580°C

За счет изменения технологических параметров процесса диффузионного насыщения в плазме тлеющего разряда (температуры T , давления P , состава насыщающей среды, времени диффузионного насыщения τ , плотности тока и др.) в широких пределах изменяются физико-механические характеристики (рис.2) и фазовый состав упрочненного слоя, что в свою очередь, влияет на эксплуатационные характеристики конструктивных элементов (рис.3).

На основании проведенных исследований с использованием математических методов планирования экспериментов получены регрессионные уравнения зависимостей эксплуатационных характеристик конструкционных сталей от технологических параметров процесса упрочнения [6]. На основании полученных уравнений можно оптимизировать технологии упрочнения для получения экстремальных значений эксплуатационных характеристик или получения покрытия с изначально заданными свойствами в определенном интервале их значений. В настоящее время в лаборатории прогрессивных методов упрочнения Технологического университета Подолья создается банк оптимальных технологических режимов ионного упрочнения конструктивных элементов, изготовленных из различных сталей, чугунов, титана и его сплавов, для обеспечения максимальных эксплуатационных характеристик с учетом реальных условий эксплуатации.

Таблица 1 - Влияние параметров ионного азотирования в безводородных средах на фазовый состав и концентрацию азота в азотированном слое стали 45X

Показатели	Режим азотирования: среда: 100% N_2 ; $P=265$ Па; $\tau=4$ часа			Режим азотирования: среда: $T=843^\circ K$; $P=265$ Па; $\tau=4$ часа					Режим азотирования: среда: 75об% N_2 + 25об% Ar; $T=793^\circ K$; $\tau=4$ часа		
	Температура азотирования, $^\circ K$			Содержание N_2 в об.% в смеси с Ar					Давление P , Па		
	873	843	793	100	90	75	60	45	80	265	450
ϵ - фаза ($Fe_{2.3}N$), вес. %	41	53	63	55	43	32	27	21	19	31	36
γ - фаза Fe_4N , вес. %	38	35	30	35	46	56	60	65	66	56	53
α - Fe_N фаза, вес. %	21	17	7	10	11	12	13	14	15	13	11
Концентрация азота на поверхности, вес. %	7,1	8,3	9,2	8,3	7,2	6,4	6,0	5,7	5,6	6,4	6,5

Многочисленные промышленные испытания деталей машин, инструмента и оснастки, упрочненные по оптимальным технологиям, показали

повышение износостойкости в 2...5 раз в зависимости от условий эксплуатации. В частности, ионное азотирование пресс-форм из стали 38ХМЮА для литья алюминиевых и других легкоплавких материалов позволило отказаться от применения хромирования и повысить их долговечность в 3 раза.

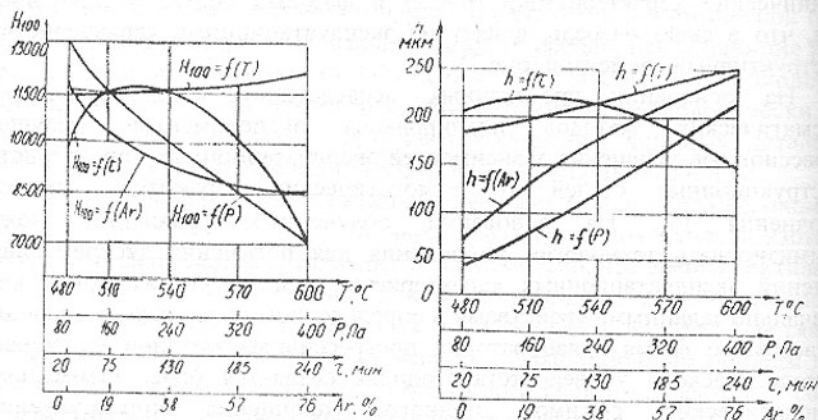


Рис. 2. Зависимость глубины азотированного слоя и микротвердости на его поверхности стали X12M от технологических параметров ионного азотирования

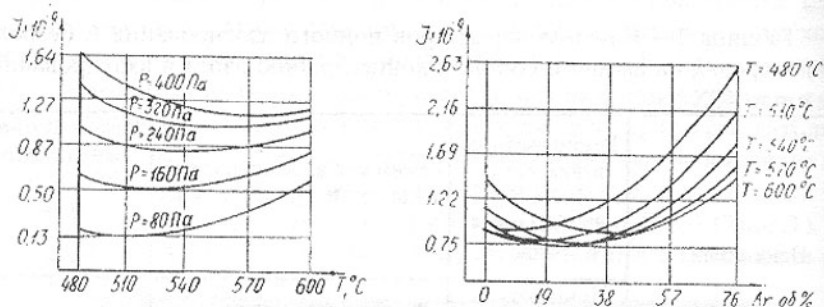


Рис. 3. Зависимость интенсивности изнашивания при трении скольжения в масле И-20 стали X12M при удельной нагрузке 4 МПа и скорости скольжения 1,2 м/с от технологических параметров ионного азотирования

При лаборатории создан Подольский физико-технический центр, который изготавливает промышленные установки для химико-термической обработки металлов в тлеющем разряде мощностью 63 кВт и объемом камеры 0,8 м³, и выполняет услуги для предприятий по упрочнению поверхности деталей машин, инструмента и оснастки с любых марок сталей чугунов, титана и титановых сплавов с гарантией качества и с учетом реальных условий эксплуатации. Данное оборудование высокoэкономичное и

экологически чистое и позволяет на порядок уменьшить расход электроэнергии и на два порядка расход газов по сравнению с традиционным печным азотированием [7].

Таким образом, разработанные технологии и оборудование являются прогрессивными, так как обеспечивают высокую износостойкость конструктивных элементов при минимальных энергозатратах на упрочнение и экологической чистоте технологических процессов.

Список литературы: 1. Бабад-Захряпин А.А., Кузнецов Г.Д. Химико-термическая обработка в тлеющем разряде. – М: Атомиздат, 1975. – 175 с. 2. Лахтин Ю.М., Коган Я.Д. Азотирование стали. – М: Машиностроение, 1976, – 256с. 3. Арзамасов Б.Н. Химико-термическая обработка металлов в активизированных газовых средах. – М: Машиностроение, 1979. – 224с. 4. Солодкин Г.А. Ионное азотирование деталей станков и инструмента. Автореф. дис. канд. техн. науч. – М. 1979 – 21с. 5. Каплун В.Г., Каплун П.В. Вплив технології нанесення дифузійних покриттів на характеристики міцності і пластичності конструкційних сталей / Вісник Технологічного університету Поділля, Хмельницький, 1999, ;4. – с. 131-135. 6. Каплун В.Г., Семенюк М.Ф., Паршенко А.В. Оптимизация технологии ионного азотирования в безводородных средах по параметрам прочности // Управление триботехническими и прочностными свойствами механических систем.: Сб. науч. тр. ХТИ. – Киев: УМК ВО – 1990, с. 184-190. 7. Каплун В.Г., Пастух И.М. Плазменно-диффузионные процессы модификации поверхности металлов: технология и оборудование // Труды науч.-практич. симпозиума «Оборудование и технологии термической обработки металлов и сплавов в машиностроении» Харьков, Украина, ОТТОМ, 2000, - с. 145-154.

Сдано в редакцию 4.06.03

Рекомендовано д.т.н., проф. Михайлов А.Н.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК ТРЕНИЯ В КОНТАКТЕ ПЛОСКИХ ПОВЕРХНОСТЕЙ С ИЗЛОМОМ

Кипрсеv Ю.Н. (УГМТУ, г. Николаев, Украина)

The research of a lubricating layer between flat and broken surfaces has been carried out. The procedure of calculation of a friction coefficient has been stated.

Несмотря на широкое распространение конструкций узлов трения с контактом плоской и наклонной поверхностей [1-5], сведения о результатах исследований характеристик смазочного слоя, образующегося между ними, весьма скудны [1,2,3]. Наиболее обстоятельно эту проблему исследовал Д.Мур [2], однако многие его выводы вызывают сомнения и нужда-

ются в уточнении. При этом ни он, ни кто-либо другой, не изучали свойства смазочного слоя между плоской и ломаной поверхностями. Как отмечалось в работах [6,7,8], наличие эквидистантного участка смазочного слоя может способствовать повышению его несущей способности. Невыясненным остается вопрос определения потерь на трение.

Выполним это исследование, придерживаясь традиционной, для большинства авторов, ньютоновской модели одномерного течения смазки.

Выделим из слоя смазочной жидкости элемент *I* и рассмотрим условия его равновесия (рис.1,а). На схеме (рис.1,б) условно показаны только нагрузки [1], действующие в направлении оси *x*.

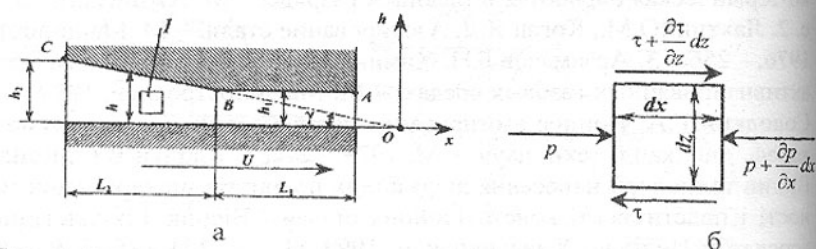


Рис. 1. Равновесие элемента жидкости в смазочном слое
а – схема контакта поверхностей; б – выделенный элемент;

Уравнение равновесия выделенного элемента слоя определяется суммой проекций всех сил на ось *x*:

$$pdz - \left(p + \frac{\partial p}{\partial x} dx \right) dz + \left(\tau + \frac{\partial \tau}{\partial z} dz \right) dx - \tau dx = 0,$$

где *p* – давление в смазочном слое, τ – касательное напряжение. Касательное напряжение на поверхности излома при $z = h$ [1, 2]

$$\tau = \mu \frac{du}{dz} \Big|_{z=h} = \frac{h}{2} \frac{dp}{dx} + \frac{\mu U}{h}, \quad (1)$$

где *U* – относительная скорость плоской поверхности (рис. 1,а).

Для определения касательного напряжения необходимо в выражение (1) подставить значение градиента давления [7]

$$\frac{dp}{dx} = 6\mu U \frac{h - h_0}{h^3}, \quad (2)$$

а при переходе к переменной $h = -\gamma x$, там же получено, что

$$\frac{dp}{dh} = \frac{6\mu U}{\gamma} \frac{h_0 - h}{h^3}, \quad (3)$$

где γ – угол наклона поверхности (рис. 1,а).

После подстановки (2) находим

$$\tau = \frac{h}{2} \frac{dp}{dx} + \frac{\mu U}{h} = \frac{h}{2} 6\mu U \frac{h-h_0}{h^3} + \frac{\mu U}{h} = 3\mu U \frac{h-h_0}{h^2} + \frac{\mu U}{h}. \quad (4)$$

Сила трения является результирующей распределенного по поверхности касательного напряжения (4)

$$F_{\text{тр}} = B \int_{x_0}^{x_1} \tau dx, \quad (5)$$

где B — ширина слоя.

Участок интегрирования CA разбивается на два: наклонный CB и эквидистантный BA . На каждом из этих участков функция напряжений имеет различные формы. На наклонном участке функция (4) является переменной зависимостью, т.к. толщина слоя изменяет свое значение. После преобразований получим

$$\tau = \frac{h}{2} 6\mu U \frac{h-h_0}{h^3} + \frac{\mu U}{h} = 3\mu U \frac{h-h_0}{h^2} + \frac{\mu U}{h} = \mu U \left[\frac{4}{h} - 3 \frac{h_0}{h^2} \right]. \quad (6)$$

На эквидистантном участке толщина слоя $h = h_1$ постоянна, поэтому

$$\tau = \mu U \left[\frac{4}{h} - 3 \frac{h_0}{h^2} \right] = \frac{\mu U}{h_1} \left[4 - 3 \frac{h_0}{h_1} \right] = \text{const}. \quad (7)$$

Значение силы трения определим на каждом из участков:

$$CB : F_{\text{тр}1} = -\frac{B\mu U}{\gamma} \int_{h_2}^{h_1} \left[\frac{4}{h} - 3 \frac{h_0}{h^2} \right] dh = \frac{B\mu U}{\gamma} \left[4 \ln \frac{h_2}{h_1} + \frac{3h_0}{h_2} - \frac{3h_0}{h_1} \right];$$

$$BA : F_{\text{тр}2} = B \frac{\mu U}{h_1} \left[4 - 3 \frac{h_0}{h_1} \right] \int_{x_B}^{x_A} dx = B \frac{\mu U}{h_1} \left[4 - 3 \frac{h_0}{h_1} \right] L_1.$$

Сложив составляющие силы трения, получим ее результирующее значение:

$$F_{\text{тр}} = F_{\text{тр}1} + F_{\text{тр}2} = \frac{B\mu U}{\gamma} \left[4 \ln \frac{h_2}{h_1} + \frac{3h_0}{h_2} - \frac{3h_0}{h_1} \right] + \frac{B\mu U}{h_1} \left[4 - 3 \frac{h_0}{h_1} \right] L_1. \quad (7)$$

Преобразуем полученное выражение (7) с использованием предложенных в статье [7] безразмерных характеристик $a = h_2/h_1$, $k = L_1/L_2$

$$F_{\text{тр}} = \frac{B\mu U}{\gamma} \left[4 \ln a - \frac{6(ka+1)(a-1)}{2ka^2+a+1} \right] + \frac{B\mu UL_1}{h_1} \left[4 - \frac{6a(ka+1)}{2ka^2+a+1} \right]. \quad (8)$$

Формулу (8) можно представить зависимостью от угла наклона γ

$$F_{\text{тр}} = \frac{6B\mu U}{\gamma} \varphi(a, k), \quad (9)$$

$$\text{где} \quad \varphi(a, k) = \frac{\gamma F_{\text{тр}}}{6B\mu U} = \frac{2}{3} \left[\ln a + k(a-1) \right] - \frac{(ka+1)^2(a-1)}{2ka^2+a+1}. \quad (10)$$

При отсутствии участка с параллельными плоскостями безразмерное отношение длин становится равным нулю, $k = 0$. С учетом этого зависимости (9) и (10) становятся равными:

$$F_{\text{нр}} = \frac{2B\mu UL_2}{h_1} \left(\frac{2 \ln a}{a-1} + \frac{1}{a+1} \right) = \frac{6B\mu U}{\gamma} \Phi_0(a), \quad (11)$$

где $\Phi_0(a) = \Phi(a, k=0) = \frac{2}{3} \ln a - \frac{(a-1)}{a+1}$. (12)

Коэффициент трения представляет собой отношение силы трения к результирующей сил давления в зоне контакта поверхностей, которая является несущей способностью смазочного слоя $f = \frac{F_{\text{тр}}}{W}$. Как показано в статьях [7, 8], несущая способность смазочного слоя может быть определена по формуле

$$W = \frac{6\mu UB}{\gamma^2} F(a, k). \quad (13)$$

Входящая в выражение (13) безразмерная функция несущей способности

$$F(a, k) = \ln a - \frac{[k(a-1)]^2}{2} + \frac{(a-1)^2(ak-1)(ak+1)^2}{a(2ka^2+a+1)} - \frac{(a-1)}{a}. \quad (14)$$

Коэффициент трения после подстановки составляющих будет определяться по зависимости

$$f = \frac{F_{\text{тр}}}{W} = \gamma \frac{\Phi(a, k)}{F(a, k)} = \gamma \bar{f}(a, k). \quad (15)$$

Входящая в выражение (15) безразмерная функция коэффициента трения находится по формуле

$$\bar{f}(a, k) = \frac{\Phi(a, k)}{F(a, k)}. \quad (16)$$

При $k = 0$, безразмерная функция (16) упрощается и определяется по формуле

$$\bar{f}_0 = \bar{f}(a, k=0) = \frac{2(a+1) \ln a - 3(a-1)}{3(a+1) \ln a - 6(a-1)}. \quad (17)$$

Результаты расчетов по формуле (12), (14), (16) и (17) даны в табл. 1 и представлены графиком на рис. 2.

Таблица 1 - Безразмерная функция трения при $a = 1 \dots 4$

k	a	1	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7	1,8	1,9	2	2,5	3	3,5	4
0	∞	184,34	55,74	28,13	17,64	12,5	9,52	7,649	6,38	5,48	4,86	3,08	2,36	1,974	1,74	
0,1	∞	46,832	23,6	14,79	10,46	7,98	6,42	5,362	4,61	4,1	3,31	2,62	2,02	1,707	1,52	
0,3	∞	38,279	19,41	12,25	8,721	6,7	5,43	4,562	3,94	3,53	2,88	2,31	1,82	1,553	1,39	
0,5	∞	111,63	34,13	17,44	11,08	7,94	6,14	4,995	4,22	3,66	3,29	2,19	1,73	1,491	1,34	
1	∞	94,821	29,44	15,24	9,8	7,1	5,53	4,539	3,86	3,37	3,04	2,06	1,65	1,425	1,29	
1,5	∞	87,343	27,38	14,3	9,254	6,74	5,28	4,347	3,71	3,25	2,93	2	1,61	1,394	1,26	
2	∞	83,115	26,23	13,77	8,95	6,54	5,14	4,241	3,63	3,18	2,88	1,97	1,59	1,377	1,25	
3	∞	78,502	24,98	13,2	8,623	6,33	4,99	4,126	3,53	3,11	2,81	1,94	1,56	1,357	1,23	
4	∞	76,033	24,32	12,9	8,45	6,21	4,91	4,066	3,49	3,07	2,78	1,92	1,55	1,346	1,22	

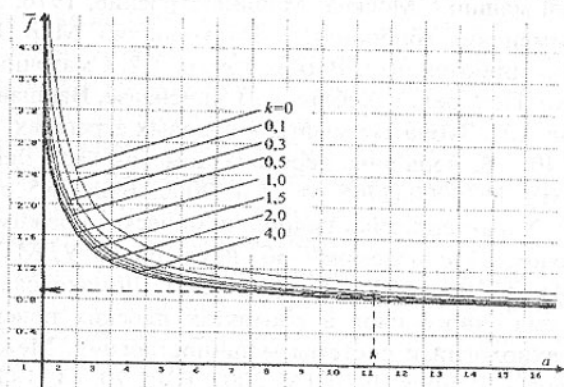


Рис. 2. Безразмерная функция трения $\bar{f}(a, k)$ в диапазоне значений параметра $a = 2 \dots 16$

Рассмотрим в качестве примера расчет при исходных данных, используемых в статье [7] с учетом приведенных там значений несущей способности слоя:

- угол наклона поверхности $\gamma = 0^\circ 12' = 3,49 \cdot 10^{-3}$ рад;
- отношение $k = 0,3$;
- безразмерная функция несущей способности $F(a, k) = 1,642$;
- безразмерный аргумент $a = 11,6$.

С помощью величины $a = 11,6$ на графике функции $\bar{f}(a, k)$ (рис.2) определяется значение $\bar{f} = 0,873$. По формуле (15) рассчитывается коэффициент трения $f = 3,49 \cdot 10^{-3} \cdot 0,873 = 3,04 \cdot 10^{-3}$. Для сравнения определим коэффициент трения при отсутствии эквидистантного участка ($k = 0$). По формуле (17) рассчитывается $\bar{f} = 1,061$ и, соответственно,

$f = 3,49 \cdot 10^{-3} \cdot 1,061 = 3,7 \cdot 10^{-3}$. Это примерно на 22% выше коэффициента, полученного для контакта поверхностей с эквидистантным участком.

Выводы.

1. Введение эквидистантного участка смазочного слоя в контакт плоскостей с наклоном приводит к небольшому уменьшению потерь на трение
2. С учетом методики расчета несущей способности смазочного слоя, изложенной в статьях [6-1], можно определять оптимальные размеры узлов с контактом наклонных поверхностей.

Список литературы: 1. Д.С. Коднир. Контактная гидродинамика смазки деталей машин. – Москва: Машиностроение, 1976, 304с. 2. Мур Д. Основы и применения трибоники. – Издательство: Мир, 1978. – 487с. 3. Справочник по триботехнике. В трех томах. Т.2. Смазочные материалы и техника смазки. Под. ред. Г.Хебды, А.В.Чиченадзе, Варшава, ПКЛ, 1990. – 401с. 4. Попов А.П. Зубчатые муфты в судовых агрегатах. Л.: Судостроение, 1985. – 240 с. 5. Черв'ячна передача Ломаковської. Деклараційний патент на винахід. №2000052745 от 15.05.2000. Бюл. №5 от 15.06.2001. 6. Кипреев Ю.Н. Характеристики гидродинамического режима смазки в контактах поверхностей с изломом// 36. наук. праць УДМУ. – Миколаїв: 2002, №6 (384) – С.101 – 110. 7. Кипреев Ю.Н., Ломаковская Т.Ю. Несущая способность смазочного слоя в контактах плоских поверхностей// Прогрессивные технологии и системы машиностроения: Международный сб. научных трудов. – Донецк: ДонГТУ, 2002. Вып. 20. – С.184 – 194. 8. Кіпрєєв Ю.М. Характеристики мастильного шару в контактах поверхонь із зломом. – Вісник Технологічного університету Поділля, №6, Хмельницький, 2002/Ч.1, С. 135-146.

Сдано в редакцию 27.05.03

Рекомендовано д.т.н., проф. Прутяну О.

НОВЫЕ МЕТОДЫ ИНТЕНСИФИКАЦИИ ПРОЦЕССОВ МЕХАНИЧЕСКОЙ ОБРАБОТКИ ЗАГОТОВОК ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ЭНЕРГИИ УЛЬТРАЗВУКОВОГО ПОЛЯ

Киселев Е.С. (УлГТУ, г. Ульяновск, Россия)

The results of research of new methods of intensification of technological processes of machining based on use of energy of modulated ultrasonic fields in environment of a cutting fluid, submitted to a cutting zone, and immediately by mechanical contact of the ultrasonic wave-guide with the cutting tool are presented.

Попытки использования энергии ультразвукового (УЗ) поля для ин-

тенсификации процессов механической обработки известны с 30-х годов XX века. Характерной особенностью современного состояния физики и техники ультразвука является многообразие его применений, охватывающих частотный диапазон от слышимого порога до частот в несколько мегагерц и область мощностей от долей милливатт до десятков киловатт с использованием фокусирования УЗ-волн.

Однако, из-за сложностей в модернизации технологического оборудования, в ходе которой должны быть обеспечены УЗ-колебания формообразующего инструмента (как правило) или приспособления с заготовкой от достаточно мощного и сложного УЗ-генератора, питающего магнитострикционный преобразователь, несмотря на очевидные преимущества, механическая обработка заготовок с применением энергии УЗ-поля широкого применения не получила. Вместе с тем уменьшился интерес исследователей в ее дальнейшем совершенствовании и упрощении. Между тем, использованием пьезокерамических преобразователей взамен магнитострикционных существенно уменьшило массу УЗ-волноводов и упростило их конструкции, а новая элементная база позволила расширить технологические возможности УЗ-генераторов с одновременной минимизацией их размеров. Так в УлГТУ была разработана серия новых УЗ-генераторов «ТехМА», генерирующих синусоидальные механические колебания волновода с амплитудной, амплитудно-частотной или частотной модуляцией. Использование модулированного УЗ-поля в процессах механической обработки позволяет осуществить переход к новым методам интенсификации формообразования поверхностей лезвийными и абразивными инструментами.

Из основных эффектов и путей использования энергии УЗ-поля при механической обработке выделим:

- кавитацию — возникновение в жидкости массы пульсирующих пузырьков, заполненных паром, газом или их смесью;
- звукокапиллярный эффект — аномально глубокое проникновение жидкости в капилляры и узкие щели под действием УЗ звука;
- эффект снижения трения и увеличения пластичности как при параллельной, так и при нормальной ориентации колебательных смещений относительно граничной поверхности.

Как следует из вышеизложенного, основные эффекты от применения энергии УЗ-поля при механической обработке заготовок могут быть достигнуты с использованием жидкости, в качестве которой при резании металлов, абразивной обработке и поверхностно-пластическом деформировании (ППД) выступает смазочно-охлаждающая жидкость (СОЖ). Анализ научно-технической информации показывает, что основной причиной, препятствующей увеличению расхода СОЖ через поровое пространство абразивных инструментов, является закупоривание пор пузырьками возду-

ха [1]. Наложение УЗ-колебаний на фильтрующуюся СОЖ позволяет существенно ослабить негативное воздействие этого явления, что связывают с процессами кавитации, в результате которых пузырьки воздуха последовательно проходят фазы растяжения, сжатия и захлопывания с образованием сферической ударной волны, «проталкивающей» СОЖ сквозь поровое пространство [2]. Звукокапиллярный эффект, имеющий место при объяснении механизма проникновения СОЖ в контактные зоны при механической обработке заготовок, также в существенной степени зависит от числа и размеров кавитационных пузырьков [3].

В свою очередь трение под действием ультразвука определяется как амплитудой, так и частотой вне зависимости от направления перемещения контактирующих объектов и ориентации УЗ-колебаний [3].

По данным [4] минимальный размер $R_{o \min}$ пузырька, способного кавитировать при заданной амплитуде звукового давления, может быть определен из условия разрыва жидкости:

$$P - P_o > \frac{2}{3} \sqrt{\frac{8\sigma_{ж}^3}{3R_{o \min}(P_o + 2\sigma_{ж}/R_{o \min})}},$$

где P_o – гидростатическое давление жидкости, Па; P – амплитуда звукового давления, Па, $\sigma_{ж}$ – поверхностное натяжение жидкости, Н/м.

Максимальный размер $R_{o \max}$ пузырька, способного кавитировать, определяется из условия резонанса:

$$\rho_{ж}(\omega R_{o \max})^2 = 3\gamma(P_o + 2\sigma_{ж}/R_{o \max}),$$

где γ – постоянная, характеризующая свойства среды (для газов $\gamma = c_p / c_v$ – отношение теплоемкостей при постоянном давлении и объеме); ω – резонансная частота пузырька, Гц.

$$\omega = \frac{1}{R_o} \sqrt{\frac{3\gamma(P_o + 2\sigma_{ж}/R_o)}{\rho_{ж}}},$$

где R_o – начальный радиус пузырька, м; $\rho_{ж}$ – плотность жидкости, кг/м³.

Таким образом в кавитацию вовлекаются пузырьки, размеры которых удовлетворяют условию

$$R_{o \max} < R < R_{o \min}$$

где $R_{o \min}$ определяется амплитудой звукового давления, а $R_{o \max}$ – частотой колебаний. Очевидно, для того, чтобы обеспечить кавитацию пузырьков, имеющих различные начальные размеры R_o , следует расширить как спектр частот колебаний волновода насадка для подачи СОЖ, так и диапазон амплитуд звукового давления. На практике это можно осуществить, накладывая на насадок модулированные по частоте, амплитуде или фазе колебания. При модуляции амплитуды синусоидальным сигналом

уравнение, описывающее модулированное колебание имеет вид:

$$x = A_o (1 + m \sin \Omega \tau) \cdot \sin(\omega \tau + \varphi),$$

где A_o — амплитуда исходного колебания параметра, м; $\omega = 2\pi f$, где f — циклическая частота, Гц; φ — начальная фаза исходного колебания, рад; Ω — частота моделирующих колебаний, рад/с; m — глубина модуляции, характеризующая степень изменения амплитуды:

$$m = \frac{A_{\max} - A_{\min}}{A_{\max} + A_{\min}},$$

где $A_{\max}$ и $A_{\min}$ — максимальное и минимальное значение амплитуды, м.

Амплитудно-модулированное колебание с синусоидальной модуляцией представляет собой сумму трех гармоничных колебаний с частотами ω , $(\omega + \Omega)$ и $(\omega - \Omega)$. Присутствие в спектре амплитудно-модулированного сигнала гармонических колебаний с частотой $(\omega - \Omega)$ способствует вовлечению в процесс кавитации более крупных пузырьков, чем в случае использования немодулированного сигнала частотой ω .

При частотной модуляции модулированный сигнал вызывает изменение мгновенных значений частоты, не влияя на амплитуду колебаний. При модуляции синусоидальным сигналом частота колебаний меняется по закону

$$\omega = \omega_n + \Delta\omega \cos(\Omega \tau),$$

где ω_n — несущая частота, рад/с; $\cos(\Omega \tau)$ — определяет форму модулированного сигнала; $\Delta\omega$ — девиация частоты, представляющая собой амплитуду отклонения частоты ω от несущей частоты.

Полоса частотно-модулированного колебания зависит от величин $\beta = \Delta\omega / \Omega$, которая называется индексом частотной модуляции. При $\beta \ll 1$ справедливо приближенное соотношение

$$x = A_o [\sin(\omega \tau) + \beta \cdot \sin(\Omega \tau) \cdot \cos(\omega \tau)].$$

Полную ширину полосы частот, занимаемую частотно-модулированным колебанием с девиацией $\Delta\omega$ и частотной модуляцией Ω , можно считать равной $(2\Delta\omega + 2\Omega)$. Эта полоса шире, чем при амплитудной модуляции колебаний.

Широкий спектр частот, занимаемый частотно-модулированным колебанием, очевидно, может способствовать и значительному расширению диапазона размеров пузырьков, способных кавитировать. Так, присутствие в этом спектре колебаний с минимальной частотой, как было показано выше, может вызвать кавитацию пузырьков, имеющих достаточно большие размеры. В то же время звуковое давление пропорционально колебательной скорости частиц, а та, в свою очередь — частоте колебаний и амплитуде колебательного смещения частиц. Поэтому наличие в спектре колебаний с максимальной частотой должно способствовать вовлечению в

процесс кавитации пузырьков, имеющих весьма малые размеры. Таким образом, применение модулированных колебаний должно привести к значительному увеличению диапазона пузырьков, способных кавитировать.

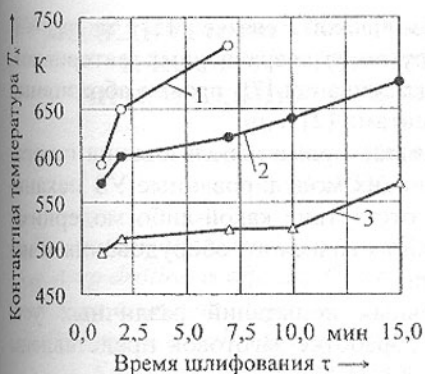
Как известно, если каким-либо способом в одном из контактирующих тел возбудить УЗ-колебания с частотой ω , то сила трения F уменьшается. Соответственно за счет энергии УЗ-колебаний уменьшается и работа на преодоление трения. Возможны два случая ориентации колебаний: в первом — колебательные смещения ориентированы перпендикулярно к плоскости соприкосновения тел, а следовательно, и направлению скорости их относительного перемещения $\mathcal{Q}$. По мере увеличения амплитуды УЗ-колебаний A_0 возрастает амплитуда колебательного ускорения $(2\pi\omega)^2 A_0$, а также колебательная сила, амплитуда которой N_m . Если величина N_m превосходит силу P , с которой одно тело прижимается к другому, то возникает периодический отрыв соприкасающихся тел друг от друга. Сила трения F при этом действует не все время, а только в те доли периода колебаний $T = 1/\omega$, когда тела соприкасаются. Можно считать, что в этих условиях имеет место эффективная сила трения F' , величина которой меньше F [3]. Если $N_m \gg P$, то $F' \rightarrow 0$.

Во втором случае колебания ориентированы параллельно плоскости соприкосновения тел и постоянной скорости $\mathcal{Q}$, поэтому контакт тел не прерывается. Направление УЗ-смещения в течение одной половины периода совпадает с направлением движения тела, а в течение другой половины — не совпадает.

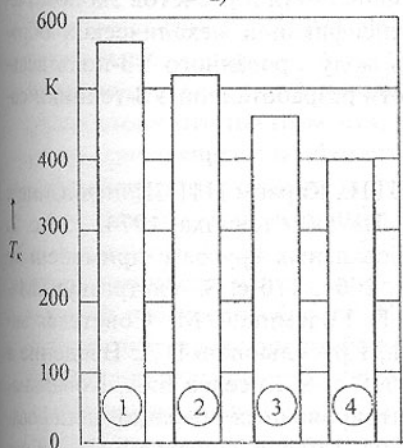
Если амплитуда колебательной скорости $V_0 = 2\pi\omega A_0 < \mathcal{Q}$, то при сложении скоростей $V_0 + \mathcal{Q}$ вектор суммарной скорости $\mathcal{Q}_c$ все время совпадает с направлением движения тела и сила трения F сохраняет свое направление и величину такими же, как и в отсутствии УЗ-колебаний. При $V_0 > \mathcal{Q}$ в течение части периода, несколько меньшей $1/2T$, вектор $\mathcal{Q}_c$ направлен в сторону, противоположную движению тела, и, следовательно, сила трения оказывается направленной в ту же сторону, что и вызывающая движение тела внешняя сила. Таким образом, сила трения способствует движению тела, уменьшая необходимую для этого внешнюю силу ($F' < F$, причем $F' \approx F/n$, где $n = \pi/2V_0/\mathcal{Q}$ при $V_0 > \mathcal{Q}$).

Использование модулированных как по частоте, так и по амплитуде УЗ-колебаний, способствует еще большему уменьшению силы трения. При этом исчезает характерный для трения скольжения при малых скоростях скачкообразный процесс движения.

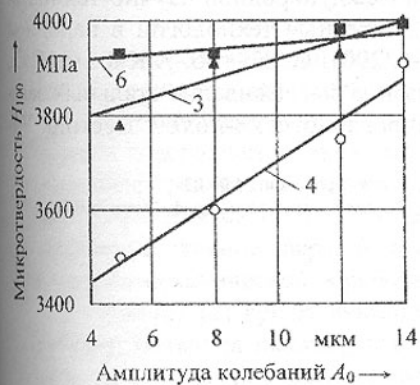
Для реализации преимуществ использования модулированных на амплитуде и частоте УЗ-колебаний по сравнению с традиционными синусоидальными или прямоугольными, в УлГТУ была разработана соответствующая УЗ-техника для операций шлифования с подачей СОЖ сквозь по



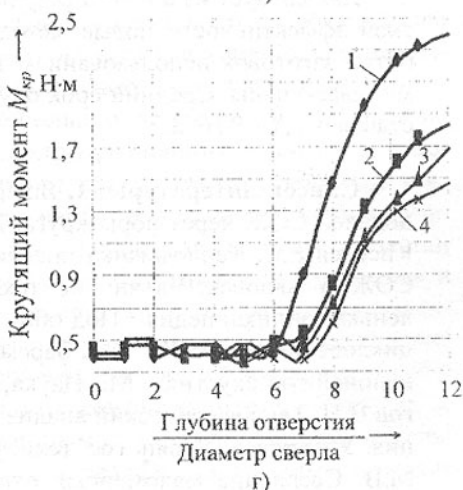
а)



б)



в)



г)

Рис. Зависимость технологических показателей процессов механической обработки от формы УЗ сигнала: 1 — без ультразвука; 2 — синусоидальный; 3 — амплитудно-модулированный; 4 — частотно-модулированный; 5 — амплитудно-частотно-модулированный; 6 — амплитудно-модулированный прямоугольный: а — гидроочистка рабочей поверхности эльборового круга (ЛС 125/100 % СТ1К, титановый сплав ВТ22); б — торцеукруглое шлифование заготовок из стали 40Х с подачей СОЖ сквозь поры круга 24А16НС17К26 через клиновой полукруглый насадок [2]; плоское маятниковое шлифование заготовок из стали 40Х с непрерывной правкой круга 24А25НС17К11 алмазным роликом АРСЧ 1000/800 на вал которого накладывали УЗК; г — глубокое сверление маломерных отверстий ($\varnothing 4$) в заготовках из титанового сплава ВТ22; д — алмазное выравнивание заготовок из стали 95Х18П

ровое пространство круга на керамической связке [5] и с УЗ-гидроочисткой рабочей поверхности кругов из сверхтвердых материалов, глубокого сверления [6], алмазного выглаживания [7], правки абразивных кругов алмазными правящими инструментами [2] и др.

Общим для всех устройств УЗ-техники, кроме использования генераторов новой серии «ТехМА», генерирующих модулированные УЗ механические колебания волновода, является отсутствие какой-либо модернизации обычного (не ультразвукового) технологического оборудования и использование его в заводском исполнении.

Некоторые результаты сравнительных испытаний различных устройств УЗ-техники при механической обработке заготовок представлены на рис.

Как следует из анализа результатов испытаний и расчетов экономической эффективности новые методы интенсификации механической обработки заготовок использованием энергии модулированного УЗ-поля весьма эффективны. Средний срок окупаемости разработанной УЗ-техники составляет 1,5 – 2 года.

Список литературы: 1. Ящерицын П.Н., Караим Н.П. Шлифование с подачей СОЖ через поры круга. Минск: Наука и техника, 1974. 256 с. 2. Киселев Е.С. Теплофизика правки шлифовальных кругов с применением СОЖ. Ульяновск: Ульян. гос. техн. ун-т, 2001. 170 с. 3. Ультразвук. Маленькая энциклопедия / Под общ. ред. И.П. Голяминой. М.: Советская энциклопедия, 1979. 400 с. 4. Зарембо Л.Н., Красильников В.А. Введение в нелинейную акустику. М.: Наука, 1966. 519 с. 5. Киселев Е.С., Ковальнов В.Н. Теплофизический анализ концентрированных операций шлифования. Ульяновск: Ульян. гос. техн. ун-т, 2002. 140 с. 6. Киселев Е.С., Табеев М.В. Сверление маломерных отверстий с наложением модулированных ультразвуковых колебаний / Сб. тр. 4-ой международной научно-технической конференции. «Физические и компьютерные технологии в народном хозяйстве». Харьков: Харьк. гос. эк. ун-т, 2001. С. 83 – 86. 7. Киселев Е.С., Подопригоров Д.В., Кирнасов Т.Г. Алмазное выглаживание стальных заготовок с использованием энергии модулированного УЗ-поля // Вестник УлГТУ, № 1. 2002. С. 81 – 85.

Сдано в редакцию 4.06.03

Рекомендовано д.т.н., проф. Бутенко В.И.

МОДЕЛЬ ТЕПЛОСИЛОВОГО ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ ЗАГОТОВКИ И ИНСТРУМЕНТА ПРИ ГЛУБОКОМ СВЕРЛЕНИИ С ПРИМЕНЕНИЕМ СОЖ И НАЛОЖЕНИЕМ УЛЬТРАЗВУКА

Киселев Е.С., Ковальников В.Н., Табеев М.В.

(УлГТУ, г. Ульяновск, Россия)

The mathematical model of thermal and force interaction of workpiece and tool at deep drilling is offered. This model adequately reflects the specific features of drilling operation, application of liquid coolant and imposing of ultrasonic oscillations on a drill and a coolant.

Глубокое сверление маломерных отверстий спиральными сверлами остается одним из «узких мест» в технологических процессах изготовления ответственных, деталей машин (коленчатых валов, крепежных деталей летательных аппаратов, деталей аппаратуры впрыска топлива, систем охлаждения, смазки и др.), вследствие интенсивного затупления и малого периода стойкости инструмента, а также большой вероятности его поломок, часто приводящих к необходимости электроэрозионного извлечения отломившейся части сверла из заготовки, либо к браку почти готового изделия.

Известно (см., например, [1]), что наиболее теплонагруженным участкам зоны механической обработки, как правило, соответствуют участки режущего инструмента с наиболее интенсивными износом, затуплением и потерей работоспособности. Поэтому перспективными путями совершенствования технологии глубокого сверления маломерных отверстий являются рациональное применение смазочно-охлаждающей жидкости (СОЖ), включающее подачу ее непосредственно в контактную зону обработки и, прежде всего, к наиболее теплонагруженным ее участкам, а также использование энергии ультразвукового поля для реализации эффекта снижения трения и увеличения пластичности обрабатываемого материала, кавитационного и звукокапиллярного эффектов, обеспечивающих аномально глубокое проникновение жидкости в капилляры, трещины и стесненные контактные зоны под действием ультразвуковых колебаний.

Для наиболее полной реализации перечисленных эффектов, оптимизации и совершенствования способов и техники подачи СОЖ, выбора оптимальных режимов и разработки ресурсосберегающих технологий глубокого сверления маломерных отверстий, необходимо достоверно оценивать тепловое состояние сверла и заготовки при контактных взаимодействиях в процессе механической обработки.

Анализ [2] существующих методик оценки теплового баланса при резании металлов показал, что наибольшую точность решения обеспечивают те из них, которые основаны на совместном решении дифференциальных уравнений теплопроводности каждого из контактирующих объек-

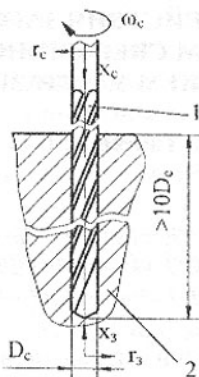


Рис. 1. Схема к расчету теплового состояния системы «инструмент – заготовка» при глубоком сверлении маломерных отверстий: 1 – сверло; 2 – заготовка

рической системе координат $\{r_c, \varphi_c, x_c\}$, вращающейся вместе со сверлом с угловой скоростью ω_c , (рис. 1) имеет вид:

$$\rho_c c_c \frac{\partial T}{\partial \tau} = \frac{\partial}{\partial r_c} \left(\lambda_c \frac{\partial T}{\partial r_c} \right) + \frac{\lambda_c}{r_c} \cdot \frac{\partial T}{\partial r_c} + \frac{1}{r_c^2} \cdot \frac{\partial}{\partial \varphi_c} \left(\lambda_c \frac{\partial T}{\partial \varphi_c} \right) + \frac{\partial}{\partial x_c} \left(\lambda_c \frac{\partial T}{\partial x_c} \right), (1)$$

где ρ_c, c_c, λ_c – соответственно плотность (кг/м^3), удельная теплоемкость ($\text{Дж/кг}\cdot\text{К}$) и теплопроводность ($\text{Вт/м}\cdot\text{К}$) сверла; T – температура, К; τ – время, с.

Дифференциальное уравнение теплопроводности заготовки в неподвижной цилиндрической системе координат $\{r_3, \varphi_3, x_3\}$ имеет вид:

$$\rho_3 c_3 \frac{\partial T}{\partial \tau} = \frac{\partial}{\partial r_3} \left(\lambda_3 \frac{\partial T}{\partial r_3} \right) + \frac{\lambda_3}{r_3} \cdot \frac{\partial T}{\partial r_3} + \frac{1}{r_3^2} \cdot \frac{\partial}{\partial \varphi_3} \left(\lambda_3 \frac{\partial T}{\partial \varphi_3} \right) + \frac{\partial}{\partial x_3} \left(\lambda_3 \frac{\partial T}{\partial x_3} \right), (2)$$

где ρ_3, c_3, λ_3 – соответственно плотность (кг/м^3), удельная теплоемкость ($\text{Дж/кг}\cdot\text{К}$) и теплопроводность ($\text{Вт/м}\cdot\text{К}$) материала заготовки.

В начальный момент времени ($\tau = 0$) температуру заготовки и сверла приняли равной температуре T_f окружающей среды (СОЖ, воздух).

Поверхность хвостовика сверла, зажатую в патроне, приняли теплоизолированной. На свободных поверхностях сверла (не соприкасающихся с поверхностями патрона, заготовкой или стружкой) и заготовки задали граничное условие 3-го рода теплообмена с окружающей средой (воздухом или СОЖ). При этом для расчета местных коэффициентов теплоотдачи воспользовались эмпирическими уравнениями подобия [2].

Граничное условие в зоне контакта «инструмент – заготовка» задали в виде:

тов с общим граничным условием в зоне резания. Это позволяет автоматически определять тепловые потоки, отводимые из зоны резания в контактирующие объекты, и отказаться от использования в расчетах соответствующих экспериментальных данных, снижающих точность результатов расчета и ограничивающих их практическую применимость. Для учета реальной формы инструмента и зоны контакта принимали трехмерную постановку задачи теплового взаимодействия контактирующих объектов.

Применительно к нестационарному трехмерному температурному полю дифференциальное уравнение теплопроводности сверла в цилиндрической системе координат $\{r_c, \varphi_c, x_c\}$, вращающейся вместе со сверлом с угловой скоростью ω_c , (рис. 1) имеет вид:

$$\lambda_c \left(\frac{\partial T}{\partial n_c} \right)_{n_c=0} + \lambda_z \left(\frac{\partial T}{\partial n_z} \right)_{n_z=0} = q_{\text{выд}} - q_{\text{ст}} - q_{\text{жс}}; \quad T_c = T_z, \quad (3)$$

где n_c, n_z — нормаль к поверхности соответственно сверла и заготовки на анализируемом участке, м; $q_{\text{выд}}$ — поверхностная плотность теплового потока, выделившегося в зоне контакта, Вт/м²; $q_{\text{ст}}, q_{\text{жс}}$ — поверхностная плотность теплового потока, отводимого из зоны контакта соответственно вместе со стружкой и смазочно-охлаждающей жидкостью, Вт/м²; T_c, T_z — местная контактная температура сверла и заготовки соответственно, К.

Для расчета величин $q_{\text{ст}}$ и $q_{\text{жс}}$ можно воспользоваться известными зависимостями [3]:

$$q_{\text{ст}} = \frac{c_z m_{\text{ст}} T}{S}; \quad q_{\text{жс}} = \begin{cases} \frac{c_{\text{жс}} G_{\text{жс}} (T - T_f)}{S}, & \text{при } T \leq T_s; \\ \frac{c_{\text{пжс}} G_{\text{пжс}} (T - T_s) + c_{\text{жс}} G_{\text{жс}} (T_s - T_f)}{S}, & \text{при } T > T_s; \end{cases} \quad (4, 5)$$

где $m_{\text{ст}}$ — масса материала, удаляемого с заготовки за единицу времени, кг/с; S — фактическая площадь контакта, м²; $G_{\text{жс}}, G_{\text{пжс}} = \frac{c_{\text{жс}} G_{\text{жс}} (T - T_f)}{r}$ — массовый расход соответственно СОЖ и ее пара через зону резания, кг/с; r — удельная теплота парообразования СОЖ, Дж/кг; T_s — температура насыщения СОЖ, К.

Для расчета поверхностной плотности теплового потока $q_{\text{выд}}$ был предпринят специальный анализ зоны контактного взаимодействия инструмента и заготовки при глубоком сверлении и выявление характерных ее участков, различающихся мощностью тепловыделения. Выполненный анализ литературных данных позволяет рекомендовать для расчета $q_{\text{выд}}$ следующие зависимости:

— для участков контакта режущих поверхностей сверла с поверхностями заготовки и стружки

$$q_{\text{выд}} = \frac{P_z V}{S}; \quad (6)$$

— для участка (зоны) стружкообразования

$$q_{\text{выд}} = \tau_y \varepsilon_u V, \quad (7)$$

где P_z — касательная сила резания, Н; V — скорость резания м/с; $\tau_y = \frac{0,6\sigma_s}{1-1,7\psi_s}$ — средние касательные напряжения в плоскости сдвига [4],

МПа; $\varepsilon_n = \frac{\zeta + 1/\zeta - 2 \sin \gamma}{\cos \gamma}$ – относительный сдвиг [4]; σ_e – предел прочно-

сти материала заготовки при растяжении, МПа; ψ_e – относительное сужение образца в момент образования шейки; ζ – коэффициент усадки стружки; γ – передний угол, рад.

Уравнения (1), (2) с учетом зависимостей (3) – (6) в обобщенном виде описывают тепловое взаимодействие контактирующих объектов при сверлении. Из анализа этих зависимостей следует, что для расчета поверхностной плотности теплового потока на различных участках зоны резания необходимо иметь информацию о значениях касательной составляющей силы резания P_z на различных участках контакта инструмента с заготовкой в процессе всей обработки глубоким сверлением.

Эту информацию получали в ходе специального экспериментального

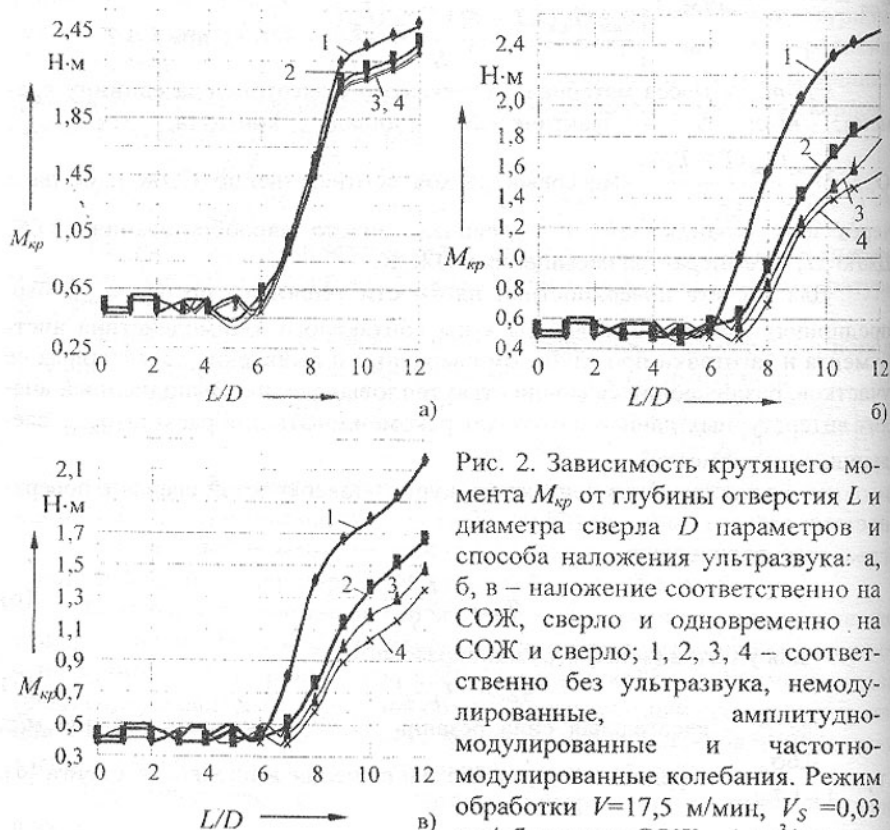


Рис. 2. Зависимость крутящего момента $M_{кр}$ от глубины отверстия L и диаметра сверла D параметров и способа наложения ультразвука: а, б, в – наложение соответственно на СОЖ, сверло и одновременно на СОЖ и сверло; 1, 2, 3, 4 – соответственно без ультразвука, немодулированные, амплитудно-модулированные и частотно-модулированные колебания. Режим обработки $V=17,5$ м/мин, $V_S=0,03$ мм/об.; расход СОЖ – 4 дм³/мин

исследования процесса глубокого сверления маломерных отверстий спиральными сверлами на установке, созданной на базе настольно-сверлильного станка мод. НС-12 и оснащенной аппаратурой для измерения сил резания и крутящего момента на основе универсального динамометра УДМ-100, контактной температуры в различных точках зоны резания, а также оригинальными ультразвуковыми устройствами для наложения колебаний различной формы как на подаваемую в зону резания СОЖ, так и на сверло. В экспериментах использовали сверла диаметром $D = 4$ мм из быстрорежущей стали Р18 с углом в плане $\phi = 118^\circ$, с передним углом $\gamma = 20^\circ$. Материал образцов – сталь 40Х, НВ 180...220.

Некоторые результаты этого исследования, иллюстрирующие изменение крутящего момента $M_{кр} = P_z D_c / 2$ в зависимости от способа наложения ультразвука (на СОЖ, на сверло и одновременно на сверло и СОЖ) и от параметров ультразвукового сигнала (немодулированный, амплитудно-модулированный и частотно-модулированный), приведены на рис. 2.

Методом полумискусственной термопары замерены контактные температуры в различных точках зоны резания. Экспериментальные значения совпали (величина расхождения $\pm 5\%$) с расчетными.

Таким образом, разработана математическая модель теплосилового взаимодействия заготовки и инструмента при глубоком сверлении, адекватно учитывающая особенности выполнения операции, применение СОЖ и наложение ультразвука на сверло и СОЖ.

Список литературы: 1. Теплофизика механической обработки / А.В. Якимов, П.Т. Слободяник, А.В. Усов. Одесса: Лыбидь, 1991. 240 с. 2. Термодинамика и теплопередача / А.В. Болгарский, Г.А. Мухачев, В.К. Шукин. М.: Высшая школа, 1975. 495 с. 3. Киселев Е.С., Ковальногов В.Н. Теплофизический анализ концентрированных операций шлифования. Ульяновск: Ульян. гос. техн. ун-т, 2002, 140 с. 4. Васин С.А., Верещака А.С., Кушнер В.С. Резание материалов: Термомеханический подход к системе взаимосвязей при резании: Учеб. для техн. вузов. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2001. – 448 с.: ил.

Сдано в редакцию 4.06.03

Рекомендовано д.т.н., проф. Малышко И.А.

ПРОГНОЗИРОВАНИЕ КОРОБЛЕНИЕ НЕЖЕСТКИХ ДЕТАЛЕЙ

Колот Л.П., Бойко Ю.А. (ДГМА, г. Краматорск, Украина)

The problem hogging plane details with complex cross section is considered. The mathematical model of definition hogging such details is resulted depending on a way of processing.

Совершенствование технологии машиностроения на основе создания высокоэффективных методов обработки продиктовано тенденцией к снижению металлоемкости изделий, что вызвало необходимость роста производства маложестких высокоточных деталей.

Достижение заданной точности формы и размеров нежестких деталей обусловлено значительными технологическими трудностями, поскольку наличие остаточных напряжений в заготовках и их изменение в процессе обработки вызывает их коробление, что приводит к погрешности формы, нередко превышающей допустимую.

Для получения требуемой точности формы и размеров при изготовлении маложестких деталей применяют различные технологические операции. Однако, это приводит к удлинению цикла обработки и не всегда гарантирует требуемое качество изделий.

К числу важнейших достижений, открывающих новые возможности значительного повышения точностных характеристик нежестких деталей относятся разработки П. Н. Ящерицина, А. Н. Промптова, О. Ю. Коцюбинского, Л. С. Константинова, А. Н. Овсенко об управлении качеством обработки деталей, главным образом за счет рациональных методов устранения вредного влияния остаточных напряжений.

Анализ литературы показал, что проведенные исследования в основном касаются деталей с постоянным по ширине сечением. Кроме того отсутствуют сведения о комплексном прогнозировании коробления таких деталей по всему циклу обработки.

Таким образом, достаточно актуальным является проведение комплексных научных исследований, которые позволили бы прогнозировать коробление по всему технологическому циклу изготовления деталей, особенно деталей сложного поперечного сечения.

При изготовлении нежестких деталей их суммарная погрешность формы складывается из первичных погрешностей, результирующий вектор которых можно представить в виде:

$$\bar{f}_{\Sigma} = \bar{f}_z + \bar{f}_{mo} + \bar{f}_n + \bar{f}_{nc} \quad (1)$$

где: $\bar{f}_z$ - коробление заготовки, мм; $\bar{f}_{mo}$ - коробление при термообработке, мм; $\bar{f}_n$ - коробление в зависимости от величины удаляемого припуска, мм; $\bar{f}_{nc}$ - величина коробления в зависимости от остаточных напряжений в поверхностном слое, мм.

Коробление заготовки $\bar{f}_z$ определяется визуально, т. е. методом измерения.

Коробление при термообработке $\bar{f}_{mo}$ определяется по методике, приведенной в [1]. Решение задачи базируется на определении изменения температурного поля детали и выявлении соответствующих неоднородно-

стей тепловых расширений. При решении задачи определяется относительный угол поворота поперечного сечения детали:

$$\Theta = \frac{\int \delta E y dF}{\int E y^2 dF} \quad (2)$$

где: δ – приращение температурного линейного расширения волокна; E – модуль упругости материала в зависимости от температуры, МПа; y – расстояние от центра тяжести поперечного сечения детали до рассматриваемого слоя, м.

Представив коробление детали как геометрическую фигуру в виде сегмента (рисунок 1) и определив через тригометрические зависимости значение f_{mo} , используя зависимость (2), получим:

$$f_{mo} = \frac{l}{0.01745\Theta} (1 - \cos(\Theta/2)) \quad (3)$$

где: l – длина детали.

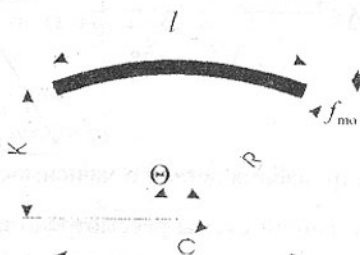


Рис. 1. Расчетная схема коробления детали

Коробление в зависимости от снимаемого припуска $\tilde{f}_n$ определяется по методике, приведенной в [2]. В основе положено изменение диаграммы распределения остаточных напряжений при снятии припуска Δ . По зависимости:

$$f_n = \frac{3\sigma_0 l^2 \Delta}{8Eh^2}$$

где: σ_0 – напряжения в заготовке перед обработкой, МПа; l – длина детали, мм; Δ – величина припуска, мм; E – модуль упругости, МПа; h – половина толщины детали, мм.

Основным недостатком этого метода является то, что он не позволяет определить коробление детали, имеющую сложное поперечное сечение.

Для решения этой проблемы рассмотрим механизм искривления де-

тали при различных величинах снятого припуска (рис. 2).

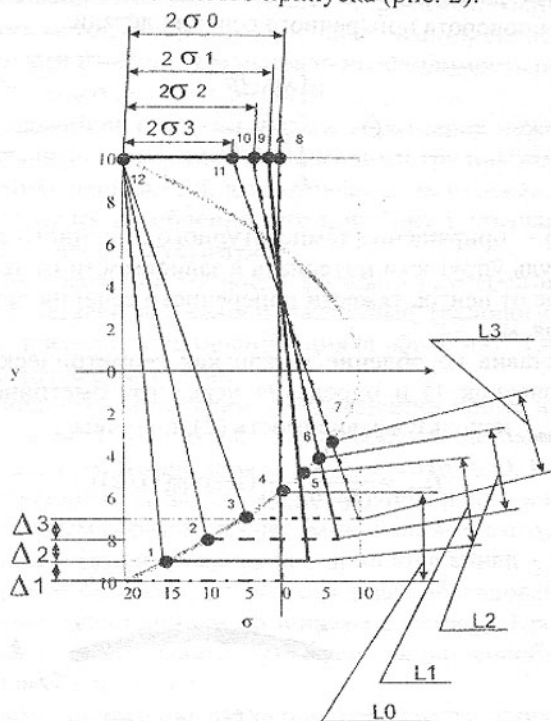


Рис. 2. Механизм искривления детали в зависимости от снятого припуска

На основании данной схемы рассмотрено изменение величины σ_i и равнодействующей Q_i от величины припуска Δ (смотри таблицу 1). Величину Q_i определим по формуле:

$$Q_i = \frac{\sigma_i L_i}{2}$$

Таблица 1 – Изменение Q и σ в зависимости от припуска Δ

l	Δ , мм.	σ , мПа	L, м	Q, Н
0	0	10	4,1	20,5
1	1	8,75	3,9	17,1
2	2	7,9	3,8	15
3	3	6,75	3,6	12,2
4	4	5,25	3,1	8,14
5	5	4,5	3	6,75

Значения σ_i и Q_i в таблице (1) приведены для случая снятия равномерного припуска. Рассмотрим случай, если припуск снят не равномерно. Пусть деталь после обработки будет иметь вид показанный на рисунке 3.

Данную деталь можно разделить на две части 1-я и 2-я. В каждой из этих частей будут присутствовать свои внутренние напряжения σ_0 и σ_i соответственно.

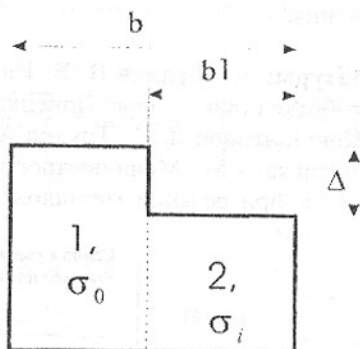


Рис. 3. Обрабатываемая деталь

Из теории сложения сил известно, что:

$$\vec{F}_{\Sigma} = \sum \vec{F}_i$$

где: $\vec{F}_i$ - вектор I-й силы.

Тогда Q_{Σ} для этой детали будет:

$$Q_{\Sigma} = kQ_0 + (1-k)Q_i$$

где: k - коэффициент ($k = \frac{b-b_1}{b}$).

Если $b_1=0,5b$, $\Delta=4\text{мм}$, $l=4$, то $Q_{\Sigma}=0,5Q_0 + 0,5Q_4=14,4$ Мпа, что соответствует Q_2 при этом погрешность не превышает 4%.

Определим припуск соответствующий полученному значению Q . Обозначим этот припуск Δ_{np} .

$\Delta_{np}=\Delta_2=2\text{мм}$. Поэтому $\Delta_{np}=k\Delta$. Аналогичная ситуация возникает при других значениях припуска Δ . Исходя из вышесказанного формула (2) примет вид:

$$f_n = \frac{3\sigma_0 l^2 \Delta k}{8Eh^2} \quad (4)$$

Значение $\bar{f}_{nc}$ определяется по формуле предложенной в [3]:

$$\bar{f}_{nc} = \frac{3e\sigma}{4E} \left(\frac{l}{2h}\right)^2 \quad (5)$$

где: e — глубина залегания наклепанного слоя, мм; σ — остаточные напряжения поверхностного слоя, МПа; $(\frac{l}{2h})^2$ — показатель жесткости.

Уравнения (1, 3, 4, 5) являются математической моделью коробления нежестких плоскостных деталей с сложным поперечным сечением в зависимости от изменения величины внутренних остаточных напряжений в процессе их изготовления.

Список литературы: 1. Абрамов В. В. Напряжения и деформации при термической обработке стали - Киев; Донецк: Вища шк. Головное изд-во, 1985. — 133с. 2. Константинов Л. С., Трухов А. П. Напряжения, деформации и трещины в отливках - М.: Машиностроение, 1981. — 199с. 3. Колев К. С. Вопросы точности при резании металлов - Киев: Машгиз, 1961. — 132с.

Сдано в редакцию 20.06.03
Рекомендовано д.т.н., проф. Михайлов А.Н.

РАЗРАБОТКА И УСТАНОВЛЕНИЕ АДЕКВАТНОСТИ ИМИТАЦИОННОЙ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ПРОХОДЧЕСКОГО КОМБАЙНА

Кондрахин В.П., Хиценко А.И., Мотин Н.Н. (ДонНТУ, г. Донецк, Украина)

The mathematical model for simulation of working process of road-header is proposed and tested for goodness of fit of data obtained experimentally.

Как показывает опыт создания новых машин в передовых отраслях машиностроения, разработка технических систем высокого уровня качества и конкурентоспособности невозможна без использования методов имитационного математического моделирования рабочих процессов.

Для исследования и оптимизации рабочих процессов очистных комбайнов разработано достаточно большое количество имитационных математических моделей (ММ) [1], в то время как для проходческих комбайнов имитационное математическое моделирование не нашло широкого применения. Поэтому целью работы является создание ММ проходческого комбайна, адекватно описывающей протекание динамических процессов в основных его подсистемах под действием случайных нагрузок на исполнительном органе (ИО).

ММ проходческого комбайна со стреловидным исполнительным органом состоит из следующих частей: модели ИО, подсистемы привода ИО, подсистемы подвески и подачи ИО (ППО) и подсистемы корпуса и опор (ПКК). Структурная схема модели представлена на рисунке 1.

где: e — глубина залегания наклепанного слоя, мм; σ — остаточные напряжения поверхностного слоя, МПа; $(\frac{l}{2h})^2$ — показатель жесткости.

Уравнения (1, 3, 4, 5) являются математической моделью коробления нежестких плоскостных деталей с сложным поперечным сечением в зависимости от изменения величины внутренних остаточных напряжений в процессе их изготовления.

Список литературы: 1. Абрамов В. В. Напряжения и деформации при термической обработке стали - Киев; Донецк: Вища шк. Головное изд-во, 1985. — 133с. 2. Константинов Л. С., Трухов А. П. Напряжения, деформации и трещины в отливках - М.: Машиностроение, 1981. — 199с. 3. Колев К. С. Вопросы точности при резании металлов - Киев: Машгиз, 1961. — 132с.

Сдано в редакцию 20.06.03
Рекомендовано д.т.н., проф. Михайлов А.Н.

РАЗРАБОТКА И УСТАНОВЛЕНИЕ АДЕКВАТНОСТИ ИМИТАЦИОННОЙ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ПРОХОДЧЕСКОГО КОМБАЙНА

Кондрахин В.П., Хиценко А.И., Мотин Н.Н. (ДонНТУ, г. Донецк, Украина)

The mathematical model for simulation of working process of road-header is proposed and tested for goodness of fit of data obtained experimentally.

Как показывает опыт создания новых машин в передовых отраслях машиностроения, разработка технических систем высокого уровня качества и конкурентоспособности невозможна без использования методов имитационного математического моделирования рабочих процессов.

Для исследования и оптимизации рабочих процессов очистных комбайнов разработано достаточно большое количество имитационных математических моделей (ММ) [1], в то время как для проходческих комбайнов имитационное математическое моделирование не нашло широкого применения. Поэтому целью работы является создание ММ проходческого комбайна, адекватно описывающей протекание динамических процессов в основных его подсистемах под действием случайных нагрузок на исполнительном органе (ИО).

ММ проходческого комбайна со стреловидным исполнительным органом состоит из следующих частей: модели ИО, подсистемы привода ИО, подсистемы подвески и подачи ИО (ППО) и подсистемы корпуса и опор (ПКК). Структурная схема модели представлена на рисунке 1.

На рисунке приняты следующие обозначения: M_d — динамический момент электродвигателя; $\varphi_d, \dot{\varphi}_d, \varphi_{ио}, \dot{\varphi}_{ио}$ — углы поворота и угловые скорости инерционных масс; M_c — момент сопротивления на ИО относительно оси вращения; $\varphi_r, \varphi_n, z_k, \dot{\varphi}_r, \dot{\varphi}_n, \dot{z}_k$ — обобщенные координаты и их производные; $Q_{\varphi_r}, Q_{\varphi_n}, Q_{z_k}$ — обобщенные силы; P, M — главный вектор и главный момент сил сопротивления резанию на ИО; $x, z, \dot{x}, \dot{z}$ — координаты ИО и их производные.



Рис. 1. Структурная схема ММ комбайна

Модель ИО предназначена для расчета нагрузок на ИО и включает в себя расчет средних значений усилий резания и подачи с учетом изменения параметров резания: толщины стружки, заднего угла и площадки затупления резца. Определение параметров резания производится с учетом обратных связей по перемещению и по скорости. По средним значениям усилий резания и подачи рассчитываются их случайные составляющие [2, 3].

Модель привода ИО представлена в виде двухмассовой системы (первая масса — ротор электродвигателя, вторая — ИО и элементы трансмиссии, приведенные к ротору электродвигателя). При этом для описания динамики электродвигателя использована модель Парка-Горева.

ММ ППО описывает перемещения ИО комбайна в горизонтальной и вертикальной плоскостях, которые осуществляются при помощи двух пар гидродомкратов подъема и поворота ИО комбайна. В режиме поворота ИО используется модель безрасходной гидросистемы для гидродомкратов подъема и расходной — для гидродомкратов поворота, и наоборот для режима подъема.

Модель динамики корпусной системы комбайна разработана на основе уравнений Лагранжа II рода. В качестве обобщенных координат использовались углы потапытия φ_n и галопирования комбайна φ_r , вертикальное смещение центра масс комбайна z_k (остальными степенями свободы корпусной системы комбайна пренебрегаем), а также углы подъема и поворота стрелы φ_1 и φ_2 . При составлении модели ПКК принято, что комбайн

установлен на четырех опорах. В целом ММ проходческого комбайна представляет собой систему нелинейных дифференциальных уравнений 23-го порядка.

При установлении адекватности разработанной модели реальному рабочему процессу комбайна были использованы результаты экспериментальных исследований по резанию породного блока (крепость по шкале проф. М.М. Протодяконова $f=3$) комбайном 4ПП-2 в режиме бокового реза слева направо с попутным фрезерованием [4]. При этом скорость подачи составляла 1,7 м/мин. В ходе эксперимента фиксировались мгновенные значения момента на выходном валу редуктора привода ИО, давления в напорной линии гидросистемы и мгновенная мощность на клеммах электродвигателя.

Для установления адекватности на базе разработанной модели были проведены вычислительные эксперименты с получением соответствующих реализаций. Сравнение результатов натурного и вычислительного экспериментов проводилось по следующим показателям: математическое ожидание, среднее квадратическое отклонение (см. табл.), гистограммы распределения и спектральные плотности.

Таблица — Оценка адекватности модели

	Параметр	Математическое ожидание	Среднее квадратическое отклонение
эксперимент	момент на выходном валу, Нм	440	137
модель		425	145
погрешность, %		3,4	5,8
эксперимент	давление в напорной линии, МПа	9,8	1,0
модель		9,1	1,1
погрешность, %		7,1	10
эксперимент	мгновенная мощность, кВт	73	18,3
модель		71	14,7
погрешность, %		2,7	19,7

Анализ таблицы показывает, что погрешности по математическому ожиданию не превышают 8 %, а по среднему квадратическому отклонению — 20 %. Для примера на рисунках 2,3 приведены графики гистограмм распределения и спектральных плотностей момента на выходном валу редуктора привода ИО и давления в напорной линии гидросистемы. Очевидна хорошая сходимость результатов натурного и вычислительного экспериментов, как по спектральному составу, так и по распределениям.

Таким образом, можно сделать вывод, что разработанная ММ проходческого комбайна со стреловидным ИО в целом адекватно описывает его рабочий процесс, что показано на примере комбайна 4ПП-2, и может быть

использована для проведения модельных исследований с целью структурно-параметрической оптимизации и автоматизации проектирования проходческих комбайнов нового технического уровня для высокоинтенсивных режимов работы.

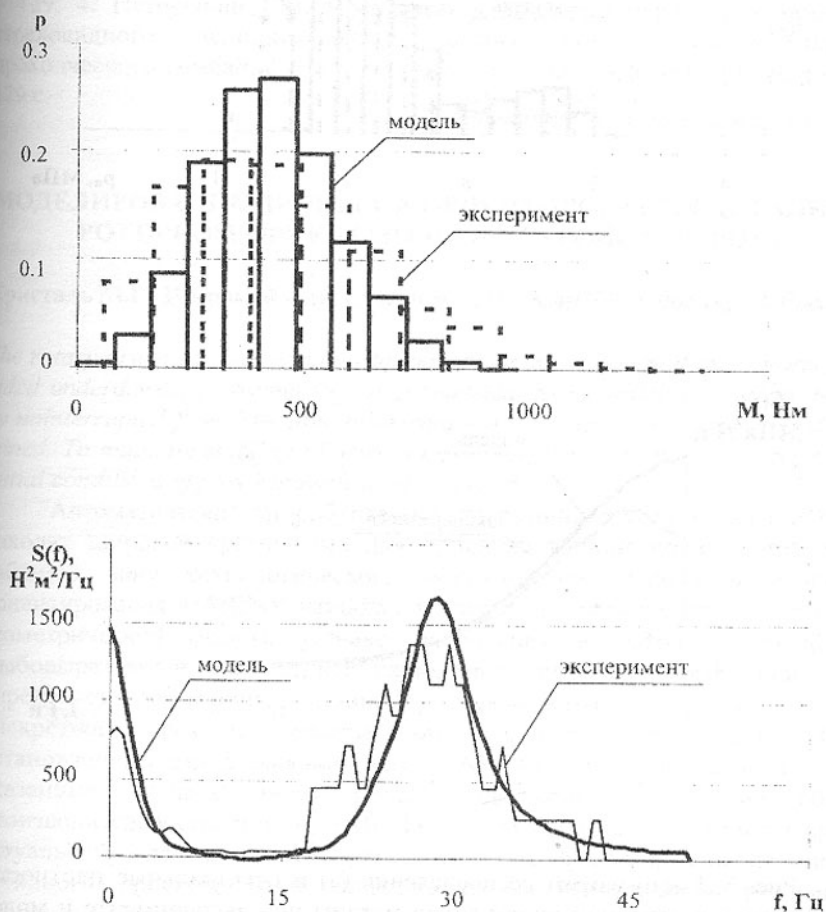


Рис. 2. Гистограммы распределения (а) и спектральные плотности (б) момента на выходном валу редуктора привода ИО при эксперименте и моделировании

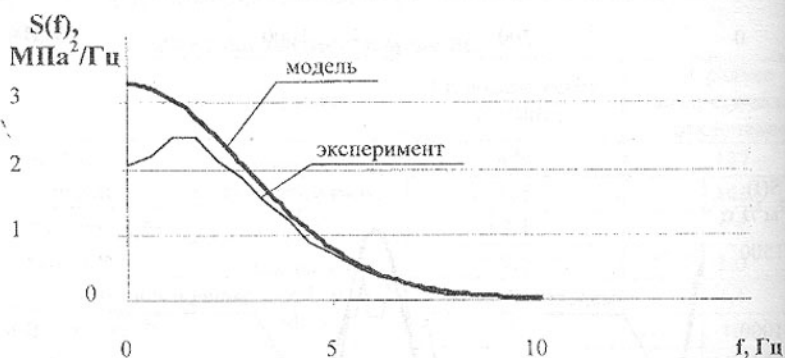
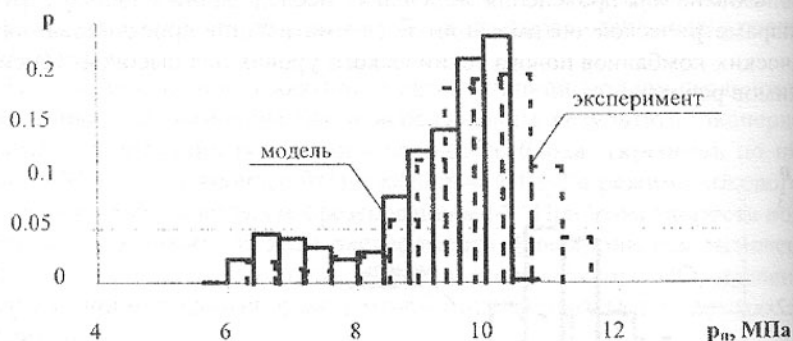


Рис. 3. Гистограммы распределения (а) и спектральные плотности (б) давления в напорной линии гидросистемы при эксперименте и моделировании

Список литературы: 1. Гуляев В.Г., Жуков К.В. Математическая модель для имитационного моделирования функционирования системы "очистной комбайн – забой". – М.: Горный информационно-аналитический бюллетень. – 2000. – №4. – с. 129 – 131. 2. Кондрахин В.П., Осипенко А.И. Имитационное моделирование процесса формирования нагрузок на резцах

при резании горных пород. — Донецк: Сб. "Наукові праці Донецького державного технічного університету". — Вып. 16, 2000. — с. 161 — 168. 3. Кондрахин В.П., Хиценко А.И. Имитационное моделирование усилия подачи при резании горных пород. — Донецк: Сб. "Наукові праці Донецького державного технічного університету". — Вып. 42, 2002. — с. 124 — 129. 4. Петрушкин Г.В. Исследование и выбор параметров привода стреловидного исполнительного органа высокопроизводительного проходческого комбайна. Дисс. ... канд. техн. наук.—Донецк: ДПИ, 1976.— 179 с.

Сдано в редакцию 4.06.03

Рекомендовано д.т.н., проф. Нечепасев В.Г.

МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССА ОРИЕНТИРОВАНИЯ ДЕТАЛЕЙ В РОТОРНОМ ОРИЕНТУЮЩЕМ УСТРОЙСТВЕ (РОУ)

Кристалль М.Г., Широкий А.В., Стегачев Е. В. (ВолГТУ, г. Волгоград, Россия)

The rotary orienting device allows to implement active orientation of parts provided underdeveloped asymmetry of geometrical form, which are fed to device by uninterrupted flow. The time of orientation of a part in this device is determined. To maintain stability of orienting process, the restriction on sizes of the initial conditions of part's movement are entered.

Автоматические вибробункерные загрузочные устройства (АВБЗУ) находят широкое применение для ориентированной подачи деталей в рабочую зону технологического оборудования. Производительность ориентирования в АВБЗУ наиболее высока при загрузке деталей простой геометрической формы. Однако ориентация в АВБЗУ деталей со слабовыраженной асимметрией каких-либо параметров затруднена, что определяет применение пассивной схемы ориентирования или же дискретного режима работы ориентирующих устройств (ОУ), установленных как в рабочем органе АВБЗУ, так и вне его. В обоих указанных случаях имеет место существенное снижение общей производительности системы «АВБЗУ — ОУ». Поэтому в настоящее время актуальной задачей является создание высокопроизводительных систем активного ориентирования, работающих в непрерывном режиме в процессе перемещения детали от зоны захвата на донной части АВБЗУ до позиции выдачи после окончательного ориентирования в ОУ.

Авторами предлагается конструкция роторного ориентирующего устройства (РОУ) для активного ориентирования деталей типа тела вращения, по ключу ориентации, расположенному на торцевой поверхности. Ключом ориентации может быть наличие осевого отверстия только на одном из торцов детали (рис. 1, а) или осевое отверстие диаметром D (рис. 1, б) (при наличии осевых отверстий на обоих торцах).

РОУ содержит основание 1, механизм ориентирования, выполненный в виде системы соосно установленных на основании посредством подшипникового узла и синхронно вращающихся транспортирующих дисков 2 и ориентирующего диска 3, а также поддерживающего ножа 4, установленного на неподвижном основании 1 (рис. 1, в). При этом на периферии транспортирующих дисков 2 выполнены радиальные пазы 5, закрытые снаружи кожухом 6, а на периферии ориентирующего диска 3, соосно радиальным пазам 5, установлены штыревые щупы 7 длиной h . На входной лоток 8 РОУ параллельно оси вращения дисков подаются детали 9, прошедшие первичную ориентацию, в двух различных пространственных положениях: осевым отверстием в торце вперед и осевым отверстием в торце назад, при этом деталь базируется на входном лотке по наружной цилиндрической поверхности.

Со входного лотка 8 детали 9 поступают в радиальные пазы 5 дисков 2, а посредством вращательного движения последних обеспечивается захват каждой детали и отделение ее от последующего потока деталей.

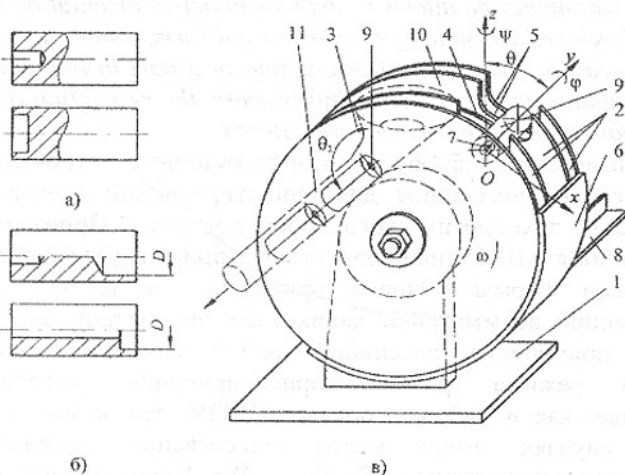


Рис. 1. Конструкции ориентируемых деталей и роторного ориентирующего устройства (РОУ)

В случае, если деталь обращена к штыревому щупу 7 ориентирующего диска отверстием в торце, она подается в паз дисков на глубину H и наживляется на щуп, приобретая закрепленную точку O , и в процессе транспортирования к приемной воронке 10 РОУ базируется по двум точкам опоры: по отверстию в торце (закрепленная точка O) и по точке контакта наружной цилиндрической поверхности и поддерживающего ножа 4. Если деталь при захвате обращена к штыревому щупу 7 торцом без осево-

го отверстия, то деталь подается в паз дисков на меньшую глубину, равную $H - h$, и упирается торцом в штыревой шуп 7, базирясь в РОУ по точке контакта наружной цилиндрической поверхности детали с поддерживающим ножом 4 и по точке контакта поверхности детали с пазами 5 дисков 2.

Таким образом детали, имеющие различную первичную ориентацию, по-разному расположены в РОУ относительно поддерживающего ножа 4 и отверстия приемной воронки 10. А именно, торец детали, в котором нет осевого отверстия, всегда базируется по поддерживающему ножу 4, сопряженному с приемной воронкой 10, вследствие того, что детали, имеющие различную пространственную ориентацию, подаются в пазы дисков 2 и 3 на различную глубину, равную H и $H - h$. При перемещении детали дисками 2 и 3 к приемной воронке 10, что соответствует началу процесса ориентирования, деталь лишается одной точки опоры (по поддерживающему ножу 4) и, совершая вращательное движение относительно оставшейся опоры, поступает в отверстие приемной воронки 10, соединенной с выходным лотком 11, торцом без осевого отверстия. Следовательно, на выходной лоток 11 детали 9 подаются ориентированные торцом без осевого отверстия вперед.

Движение детали в процессе ориентирования можно рассматривать как последовательность бесконечно малых вращательных движений вокруг мгновенных осей вращения, проходящих через точку O . Введем систему координат $Oxyz$ с началом в неподвижной точке O детали и осью Oy , направленной вдоль оси ее динамической симметрии (рис. 2, а). Положение ориентируемой детали в процессе ориентирования задается тремя углами Эйлера: углом нутации θ , углом прецессии ψ и углом чистого вращения φ . Движение детали зависит от начальных условий (НУ): значений углов $\theta_0 = \pi/2$, $\psi_0 = 0$, $\varphi_0 = 0$ и начальных угловых скоростей $\dot{\theta}_0$, $\dot{\psi}_0$, $\dot{\varphi}_0$ в момент времени $t = 0$. В процессе ориентирования деталь должна повернуться относительно вертикальной оси Oz на угол $\Delta\psi = \pi/2$, при этом значение угла нутации увеличивается до $\theta_2 > \pi/2$, а изменение угла чистого вращения φ произвольно, поскольку деталь имеет форму тела вращения без ключей ориентации на цилиндрической поверхности. Время движения детали от исходного положения, при котором $\theta = \theta_0$ до конечного положения, где $\theta = \theta_2$, соответствующее времени $t_{\text{оп}}$ ориентирования детали в РОУ, выражается интегралом вида [1]:

$$t_{\text{оп}} = \int_{u_0}^{u_2} \frac{du}{\sqrt{f(u)}},$$

где $u_0 = \cos \theta_0$, $u_1 = \cos \theta_1$, $u_2 = \cos \theta_2$, $f(u)$ — полином третьей сте-

пени относительно u .

Функция $f(u) = 2 A^{-1} (h - M g l u) (1 - u^2) - 2 A^{-2} (p_\psi - p_\phi u)^2$ определяется выражениями обобщенных импульсов p_ψ и p_ϕ , в соответствии с циклическими координатами ϕ, ψ :

$$\left. \begin{aligned} p_\psi &= (A \sin^2 \theta + C \cos^2 \theta) \dot{\psi} + C \cos \theta \dot{\phi}, \\ p_\phi &= C \cos \theta \dot{\psi} + C \dot{\phi}. \end{aligned} \right\}$$

и интегралом энергии

$$\frac{1}{2} A \dot{\theta}^2 + M g l \cos \theta + \frac{(p_\psi - p_\phi \cos \theta)^2}{A \sin^2 \theta} = h = \text{const.}$$

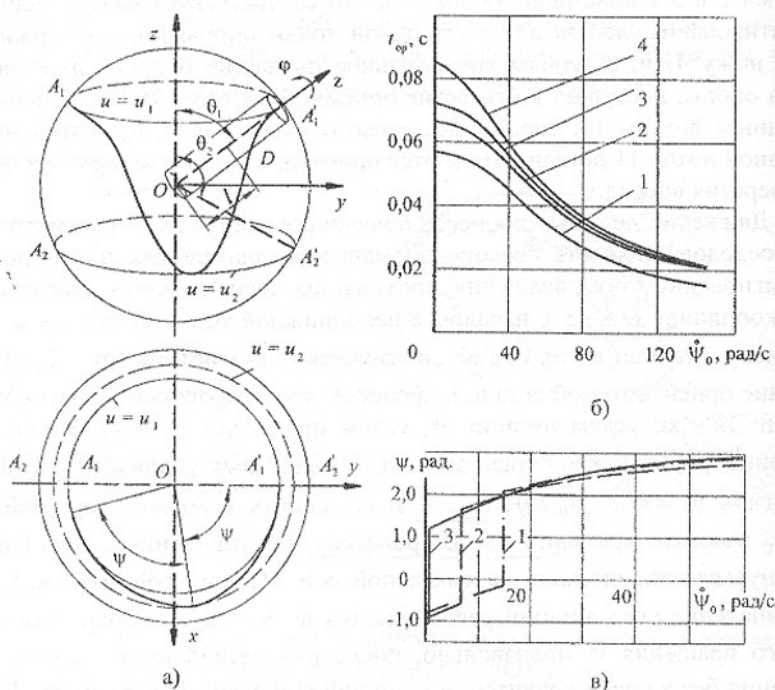


Рис. 2. Моделирование процесса ориентирования деталей в РОУ

Изменение угла прецессии ψ за время $t_{\text{ор}}$ ориентирования вычисляется согласно выражению:

$$\psi = \pm \int_{u_1}^{u_2} \frac{(p_\psi - p_\phi u) du}{A (1 - u^2) \sqrt{f(u)}} + \psi_0.$$

Величина времени ориентирования $t_{ор}$ и изменение угла прецессии ψ определены с помощью математического пакета «Maple 8» для детали массой $M = 6,9 \cdot 10^{-3}$ кг, диаметром $D_d = 9 \cdot 10^{-3}$ м, длиной $L = 1,4 \cdot 10^{-2}$ м, положением центра тяжести $l = 7 \cdot 10^{-3}$ м, аксиальным моментом инерции $C = 7,03 \cdot 10^{-8}$ кг $\cdot$ м² и экваториальным моментом инерции $A = 4,534 \cdot 10^{-7}$ кг $\cdot$ м².

На рис. 2, б) представлено влияние величины $\dot{\psi}_0$ на величину времени ориентирования детали $t_{ор}$ в РОУ при постоянной величине угловой скорости чистого вращения $\dot{\phi}_0 = \text{const}$. Кривая 1 соответствует случаю нулевых угловых скоростей НУ, 2 — $\dot{\theta}_0 = 10$ рад/с, 3 — $\dot{\theta}_0 = 15$ рад/с, 4 — $\dot{\theta}_0 = -25$ рад/с. Установлено, что величина $t_{ор}$ достигает максимального значения при $\dot{\psi}_0 = 0$. С увеличением начальной угловой скорости $\dot{\psi}_0$ прецессионного движения величина $t_{ор}$ уменьшается, асимптотически приближаясь к нулю при $\dot{\psi}_0 \rightarrow \infty$. С увеличением величины $\dot{\theta}_0$ от 10 рад/с до 25 рад/с, величина $t_{ор}$ получает приращение в размере от 0,010 с до 0,033 с, что составляет от 18% до 57% времени ориентирования для случая нулевых НУ.

Как видно из рис. 2, в) (влияние величины начальной угловой скорости прецессии $\dot{\psi}_0$ на величину изменения угла прецессии ψ за время ориентирования $t_{ор}$ детали в РОУ при $\dot{\theta}_0 = 25$ рад/с) функция $\psi(\dot{\theta}_0, \dot{\psi}_0, \dot{\phi}_0)$ является нелинейной и имеет точку разрыва первого рода. При этом функция $\psi(\dot{\theta}_0, \dot{\psi}_0, \dot{\phi}_0)$ ограничена сверху. Прямая $\dot{\psi}_0 = 1,5 \dot{\phi}_0 R^2/L^2$ является границей положительной и отрицательной ветвей функции $\psi(\dot{\theta}_0, \dot{\psi}_0, \dot{\phi}_0)$, переход между которыми осуществляется скачкообразно. Если $\dot{\psi}_0 < 1,5 \dot{\phi}_0 R^2/L^2$, то вращение детали вокруг вертикальной оси Oz происходит в направлении, противоположном направлению начальной угловой скорости прецессии $\dot{\psi}_0$ и в таком случае процесс ориентирования детали становится невозможным.

Список литературы: 1. Гантмахер Ф. Р. Лекции по аналитической механике. — М.: Наука, 1966.

Сдано в редакцию 9.06.03

Рекомендовано д.т.н., проф. Нечипаев В.Г.

АНАЛИЗ КАЧЕСТВЕННЫХ И КОЛИЧЕСТВЕННЫХ ИЗМЕНЕНИЙ И ВЗАИМОДЕЙСТВИЙ В СИСТЕМЕ ИСТОЧНИК ЭНЕРГИИ – ИНЕРЦИОННО-ИМПУЛЬСНАЯ МЕХАНИЧЕСКАЯ СИСТЕМА – ПРИЕМНИК ЭНЕРГИИ

Кунца А.В. (АДИ ДонНТУ, г. Горловка, Украина)

The analysis of qualitative and quantitative changes and interactions in system an energy source – inertia-pulsed mechanical system – the receiver of energy has allowed to reveal the general(common) mechanism of occurrence of various nonlinear effects, and also to prove, that the mentioned above system always realizes the savings of energy and optimum technological processes.

При проведении экспериментальных исследований лабораторных моделей и испытаниях экспериментальных образцов инерционно-импульсных механических систем (ИИМС) имеются случаи появления нелинейных эффектов [1 ... 6]. Тогда функционирование системы ИЭ – ИИМС – ПЭ выходит из тех расчетных режимов, которые вытекают из теорий функционирования ИИМС, созданных на основе жесткой схемы и схемы с упругими элементами [2]. В этих случаях нарушается нормальное протекание технологических процессов в приемнике энергии (ПЭ) и устойчивая работа источника энергии (ИЭ), увеличивается динамическая нагрузка на детали ИИМС, резко снижается к.п.д. системы ИЭ – ИИМС – ПЭ.

Нарушение нормального протекания технологических процессов в системе ИЭ – ИИМС – ПЭ происходит вследствие не учтенных и не выясненных в полной мере в теоретических исследованиях качественных и количественных изменений и взаимодействий между элементами системы ИЭ – ИИМС – ПЭ. Система ИЭ – ИИМС – ПЭ является машинным агрегатом с несколькими степенями свободы, и это является ее коренным отличием от машинных агрегатов с одной степенью свободы.

Целью работы является анализ качественных и количественных изменений и взаимодействий в системе ИЭ – ИИМС – ПЭ и выявление общего механизма возникновения различных нелинейных эффектов, посредством которого изменяющиеся параметры технологического процесса в ПЭ приводят систему ИЭ – ИИМС – ПЭ к этим не рассчитанным заранее взаимодействиям.

Каждый элемент системы ИЭ – ИИМС – ПЭ, в условиях современного машиностроения, является самостоятельным и конструктивно законченным техническим объектом. Расчетные и нерасчетные взаимодействия в системе ИЭ – ИИМС – ПЭ обусловлены всеми видами связей между ее элементами, имеющимися в этой системе, и, в первую очередь, динамическими и энергетическими связями, которые являются определяющими в

процессе обмена энергиями между элементами системы ИЭ – ИИМС – ПЭ. Все эти взаимодействия проявляются в виде самых разнообразных нелинейных эффектов, их возможность появления и форма зависят от степени согласования между собою входных и выходных характеристик каждого из соседних элементов системы и ее в целом.

Потенциально система ИЭ – ИИМС – ПЭ всегда имеет возможность реализации необходимых (расчетных) и нежелательных (нерасчетных) нелинейных эффектов.

Функционирование системы ИЭ – ИИМС – ПЭ сопровождается реализацией во времени различных ее структур связей между обобщенными координатами и происходит во времени довольно сложным образом, обусловленным обменами энергии между деталями, которые связаны в теоретическом мышлении с соответствующими обобщенными координатами, количество которых определяется числом степеней свободы системы ИЭ – ИИМС – ПЭ.

В процессе дальнейшего анализа учитываются количественным образом только число степеней свободы ИИМС и качественным образом ее взаимодействие с ИЭ и ПЭ. Не учитываем влияние числа степеней свободы ИЭ и ПЭ и возможных взаимодействий в системе ИЭ – ИИМС – ПЭ, которые могут возникнуть дополнительно из-за этого в реальности и усилить и разнообразить процесс проявления нелинейных эффектов.

Реально существующая ИИМС отражается на чертеже в виде какой-то конкретной конструктивной исходной схемы, обладающей некоторым максимально возможным числом степеней свободы (рис. 1).

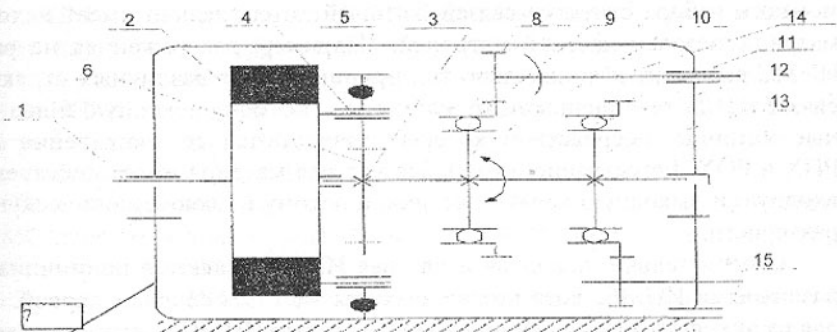


Рис. 1. Схема одной инерционно-импульсной механической системы: 1- ведущий вал, 2 - ведущий маховик, 3 - ведомый вал, 4 - пальцы, 5- сателлиты, 6 - солнечная шестерня, 7- корпус, 8,11- наружные, 10,13- внутренние обоймы, 9,12- тела заклинивания МСХ, 14,15- выходные рабочие органы

Такую ИИМС назовем исходной матрицей. Структура связей между обобщенными координатами в исходной матрице определяет зависимости

между параметрами механического движения на ее входе и выходе. Эти зависимости в работе [7] предложено называть канонической характеристикой, которая содержит входную и выходную характеристики ИИМС.

Изменение параметров технологического процесса может привести к уменьшению числа степеней свободы и появлению структуры связей между обобщенными координатами, отличной от структуры связей в исходной матрице. Например, в одном случае ИИМС, изображенная на рис. 1, имеет на режиме обратного хода (РОХ) [2] на одну степень меньше, по сравнению с исходной матрицей, функционирующей на режиме смешанного хода (РСХ) [2]. В итоге на РОХ устанавливается иная структура связей между обобщенными координатами, чем на РСХ. Во втором случае, та же ИИМС (рис. 1) на режиме прямого хода (РПХ) [2] также имеет на одну степень свободы меньше, по сравнению с исходной матрицей, функционирующей на РСХ. Но в данном случае уменьшение числа степеней свободы в исходной матрице произошло за счет иной степени свободы, чем на РОХ. В итоге на РПХ устанавливается иная структура связей между обобщенными координатами, чем на РСХ и на РОХ. Вследствие того, что исходная ИИМС обладает несколькими степенями свободы, то она имеет возможность несколько раз менять структуру связей между обобщенными координатами за счет различного уменьшения числа степеней свободы. Реализация этих структур связей между обобщенными координатами в виде РСХ, РПХ, РОХ и их последовательность появления во времени зависят от величины параметров технологического процесса.

Каждую ИИМС, обладающую одной структурой связей, из того возможного набора структур связей, который потенциально имеет исходная матрица, назовем частной матрицей. Например, изображенная на рис. 1 ИИМС содержит потенциально три принципиально различных структуры связей между обобщенными координатами, т.е. одну исходную и две частные матрицы, посредством которых реализуются соответственно РСХ, РПХ и РОХ. Естественно, что любая частная матрица имеет собственную входную и выходную характеристики, а потому и свою каноническую характеристику.

Следовательно, исходная и частная ИИМС являются принципиально различными ИИМС, хотя вторая является частным случаем первой. Каждая из них, своим появлением, отрицает другую ИИМС, т.к. все они имеют свои собственные законы функционирования. Вследствие этого изменяются условия взаимодействия в системе ИЭ – ИИМС – ПЭ.

Исходная ИИМС в данный момент времени всегда реализует ту свою структуру связей между обобщенными координатами, которая, в соответствии с принципом наименьшего принуждения Гаусса, оказывает минимальное силовое противодействие источнику энергии

Возможность реализации в данный момент времени, назовем его пер-

вый случай, какой-то одной структуры связей в ИИМС (частной матрицы) между ее обобщенными координатами, при каких-то одних внешних условиях, обусловлена изменением конструктивной исходной схемы ИИМС, ее параметров и взаимодействия с ИЭ и ПЭ. Поэтому в этот данный момент времени частная ИИМС (частная матрица) будет иметь меньшее число степеней свободы, чем исходная матрица, и какие-то конкретные закономерности ее функционирования в системе ИЭ – ИИМС – ПЭ. Эти закономерности, при данной структуре связей между обобщенными координатами ИИМС (частной матрицы), отражаются, в какой-то мере, посредством аналитических зависимостей между входным и выходным моментами в функции передаточного отношения. Зависимости между входным моментом и передаточным отношением и выходным моментом и передаточным отношением называются соответственно входной и выходной характеристиками данной ИИМС (исходной и частных матриц). Входную и выходную характеристики ИИМС удобно отражать в виде единой канонической характеристики [7].

Фактически в какой-то момент времени исходная ИИМС (да и вся система ИЭ – ИИМС – ПЭ) реализуется в виде какой-то первой конкретной ИИМС (конкретной системы ИЭ – ИИМС – ПЭ), являющейся частным случаем исходной ИИМС (системы ИЭ – ИИМС – ПЭ вообще). Практически, в этом первом случае, исходная ИИМС проявила свое качество изменчивости.

В другой момент времени, назовем его второй случай, при каких-то других внешних условиях, изменится характер взаимодействий в системе ИЭ – ИИМС – ПЭ и исходная ИИМС будет вынуждена реализовывать какую-то другую структуру связей между ее обобщенными координатами, проявляя снова свое качество изменчивости. В этот момент времени исходная ИИМС реализуется в виде какой-то другой частной ИИМС, имеющей уже какие-то другие закономерности функционирования, которые отражаются посредством другой канонической характеристики.

Если же внешние условия станут какими-то третьими, то исходная ИИМС проявится в виде третьей частной ИИМС, имеющей свою каноническую характеристику.

Превращения ИИМС друг в друга и их отбор при выполнении технологического процесса происходят в результате изменения структур связей между обобщенными координатами, при соблюдении закона сохранения энергии и в соответствии с принципом наименьшего принуждения Гаусса.

Если же внешние условия вновь станут такими же, как в первом случае, то будет реализована первая частная ИИМС со своей канонической характеристикой. Практически, в этом случае, исходная ИИМС проявит уже свое качество наследственности.

Таким образом, фактически и практически исходная ИИМС, как исход-

исходная матрица, внутри себя потенциально содержит некоторый возможный набор частных ИИМС, как частных матриц, и, соответствующий им, набор частных канонических характеристик.

Если не выявить весь возможный набор канонических характеристик исходной и частных матриц ИИМС, то невозможно выполнить и процесс согласования между собою входных и выходных характеристик соответствующих элементов системы ИЭ – ИИМС – ПЭ во всем диапазоне возможного численного изменения силового фактора полезного сопротивления технологического процесса, выполняемого ПЭ.

Если не выполнить процесс согласования характеристик элементов системы ИЭ – ИИМС – ПЭ, то нельзя избежать и возможности появления нежелательных (нерасчетных) нелинейных эффектов, которые не позволяют ИИМС проявить все присущие ей преимущества, и, в итоге, она будет иметь недостаточную долговечность.

В механике нелинейных систем [4, 5] считается, что существует несколько видов нелинейных эффектов, появление которых обуславливается несколькими принципиально различными механизмами их порождения.

Появление нелинейных эффектов в системе ИЭ – ИИМС – ПЭ объясняется одним общим механизмом их порождения, который обусловлен тремя основными причинами.

Во-первых, ИИМС обладает свойствами качественного изменения своих трансформирующих характеристик, осуществляемых во времени практически мгновенно, скачком, за счет ликвидации существовавших или добавления новых степеней свободы и реализации, тем самым, принципиально иной структуры связей между обобщенными координатами, чем ранее существовавшая структура связей, в виде какой-то частной матрицы. Вследствие этого исходная ИИМС выступает в роли исходной матрицы и содержит некоторый набор потенциально возможных частных ИИМС в виде частных матриц. Эти свойства ИИМС обеспечивают ей возможность проявления ее качества изменчивости и положительной обратной связи.

Во-вторых, ИИМС в пределах существования какой-то одной структуры связей между обобщенными координатами обладает свойствами количественного изменения своих трансформирующих качеств, осуществляемых за счет координатной связи типа $\varphi = q(\Theta - \Psi)$. Эти свойства ИИМС обеспечивают ей возможность проявления ее качества наследственности и отрицательной обратной связи.

Количественные и качественные изменения числа степеней свободы совместно обуславливают количественно и качественно индивидуальные структуры связей между обобщенными координатами конкретной ИИМС, которые обуславливают ее собственные аналитические выражения кинетической энергии. По этой причине исходная ИИМС и ее частные

ИИМС, каждая в отдельности, описываются своими собственными математическими моделями, представляемыми в виде количественно и качественно различных систем существенно нелинейных дифференциальных уравнений второго порядка с переменными коэффициентами. Поэтому исходная ИИМС и ее частные ИИМС, каждая в отдельности, обладают своими собственными законами функционирования, которые, для решения теоретических и практических задач проектирования системы ИЭ – ИИМС – ПЭ, удобно отражать в виде канонических характеристик [7].

Превращение исходной матрицы в частные матрицы есть следствие изменения параметров технологического процесса. Поэтому, третьей причиной появления нелинейных эффектов могут быть несогласованные взаимодействия между элементами системы ИЭ – ИИМС – ПЭ. Характеристики ИЭ и ПЭ ограничивают возможные трансформирующие свойства ИИМС.

Необходимо отметить, что в какой-то данный момент времени исходная ИИМС реализует ту структуру связей между обобщенными координатами (ту свою частную ИИМС), которая, при данных параметрах технологического процесса, действующих на выходе ИИМС, окажет на своем входе минимальное силовое воздействие на ИЭ. Исходная ИИМС использует для этого либо положительную обратную связь и качество изменчивости, либо отрицательную обратную связь и качество наследственности, что соответствует реализации принципа наименьшего принуждения Гаусса.

При проведении экспериментальных исследований системы ИЭ – ИИМС – ПЭ происходят изменения структур связей в ИИМС и во взаимодействии между ее элементами. Поэтому на входе и выходе ИИМС изменяются зависимости между параметрами механического движения ее элементов, которые в этом случае, воспринимаются внешне как сами нелинейные эффекты.

Описанные качественные изменения механического движения в системе ИЭ – ИИМС – ПЭ необходимо отразить и количественно раскрыть в теории функционирования ИИМС.

Выводы:

1. Количественные изменения величины противодействия ИЭ на входе ИИМС приводят к количественным изменениям в работе ИЭ, которые заставляют всегда смещаться рабочую точку ИЭ по его частоте вращения в сторону минимальных значений силового фактора. В итоге каждая реализуемая частная ИИМС, качественно отличная от исходной матрицы, обеспечивает минимально возможное потребление энергии системой ИЭ – ИИМС – ПЭ.

2. В соответствии с первым выводом, система ИЭ – ИИМС – ПЭ всегда реализует энергосберегающие и оптимальные технологические процессы.

3. Изложенное позволяет утверждать, что ИИМС действительно могут привести к качественному скачку в машинном производстве.

4. Без скачка в теоретическом мышлении все средства, направленные на создание системы ИЭ – ИИМС – ПЭ, будут расходоваться бесполезно.

5. Теоретическое понимание проблемы процессов, происходящих в системе ИЭ – ИИМС – ПЭ, имеющей несколько степеней свободы, позволяет наметить подходы и общий путь их исследования, создания и развития теории функционирования системы ИЭ – ИИМС – ПЭ.

6. Теория функционирования ИИМС должна дать инструмент для определения тех количественных изменений в системе ИЭ – ИИМС – ПЭ, при которых реализуются те или иные описанные выше качественные изменения в исходной матрице ИИМС, что приводит к ее превращению в ту или иную собственную частную матрицу.

Список литературы: 1. Леонов А.И. Нелинейные колебания инерционного трансформатора крутящего момента // *Механика машин* / АН СССР. – 1973. – Вып. 41. – С. 39–44. 2. Леонов А.И. Инерционные автоматические трансформаторы вращающего момента. – М.: Машиностроение, 1978. – 224 с. 3. Скребцов А.И. К вопросу о теоретическом исследовании совместной работы двигателя внутреннего сгорания и инерционной передачи // *Автомобили, тракторы и двигатели* / Челябинск. политехн. ин-т. – 1972. – Вып. 103. – С. 65–70. 4. Кононенко В.О., Ковальчук П.С. Взаимодействие механизмов генерирования колебаний в механических системах // *Нелинейные колебания механических систем*. – Киев: Наукова думка, 1980. – С.317–362. 5. Кононенко В.О. Вопросы теории динамического взаимодействия машин и источников энергии // *Нелинейные колебания механических систем*. – Киев: Наукова думка, 1980. – С.242–254. 6. Куница А.В. Инерционный трансформатор вращающего момента с отдельным использованием импульсов: Дис ... канд. техн. наук: 05.02.02. – Челябинск, 1981. – 252 с. 7. Антонов А.С. Силовые передачи колесных и гусеничных машин. – Л.: Машиностроение, 1975. – 480 с.

Сдано в редакцию 28.05.03

Рекомендовано д.т.н., проф. Михайлов А.Н.

ОПТИМИЗАЦИЯ РАСПИСАНИЙ РАБОТЫ АВТОМАТИЗИРОВАННЫХ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ КОМПЛЕКСОВ МЕХАНООБРАБОТКИ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ГЕНЕТИЧЕСКИХ АЛГОРИТМОВ

Лаздынь С.В., Секирии А. И. (ДонНТУ, Донецк, Украина)

The new approach in calculation of the suboptimum schedules of the automated

technological complexes for mechanical processing with use of genetic algorithms and object-oriented models is offered. For effective work of genetic algorithm the problem-oriented operators of crossingover and mutation are developed. the computer experiments are executed.

Одним из важных направлений развития машиностроительных производств является повышение уровня автоматизации обрабатывающего и вспомогательного оборудования с использованием современных компьютерных технологий и создание на этой базе автоматизированных технологических комплексов (АТК).

С точки зрения управления АТК представляет собой сложный динамический объект, на функционирование которого оказывают влияние ряд возмущающих факторов, таких как поломки оборудования, отсутствие заготовок и инструмента, директивные производственные задания и др. Поэтому, для эффективной эксплуатации таких объектов одной из главных задач является формирование оптимального или близкого к нему расписания работы оборудования, а также - динамическая его корректировка с учетом изменения производственной ситуации. При этом необходимо наличие модели АТК, которая обеспечит достаточно точное отображение протекающих в нем процессов функционирования производственного оборудования и движения материальных потоков во времени и пространстве.

Принимая во внимание сложность АТК как объекта моделирования, многообразие его модификаций и реализаций для изготовления различных типов деталей и узлов и с учетом проведенного анализа ранее применяемых методов моделирования, для построения модели АТК авторами предложено использовать объектно-ориентированный подход (ООП) [1]. Учитывая модульный принцип построения АТК, в качестве объектов моделирования выбраны следующие типовые элементы АТК: гибкий производственный и транспортный модули, автоматизированный склад и система управления АТК. Для этих типовых элементов разработаны соответствующие классы объектов. Реализован алгоритм и программа объектно-ориентированной модели и произведена её экспериментальная проверка на реальных производственных данных.

Анализ показал, что не смотря на проведенные исследования и разработки, задача получения оптимальных расписаний работы АТК не решена. Оптимальные решения получены лишь для простейших случаев. Для получения приемлемых решений в допустимые сроки в основном применяются эвристические методы, построенные на использовании различных правил запуска деталей в обработку. Метод полного перебора невозможно применять, так как сроки получения решения превышают допустимые.

Для оптимизации расписаний работы АТК предлагается использо-

вать генетические алгоритмы (ГА), в основу которых положено эволюционное развитие и наследование свойств особей (решений, кодированных хромосомами) [2]. Механизм развития и наследования позволяет последовательно улучшать хромосомы в каждой новой популяции, что приводит к получению субоптимальных (близких к оптимальным) решений.

Особенностью предлагаемого подхода является совместное использование объектно-ориентированной модели и генетических алгоритмов, что позволит оптимизировать очередность и размеры партий запуска при выполнении директивных сроков выпуска деталей. На выходе модели АТК формируется таблица результатов в виде последовательности событий и основных показателей работы АТК (длительность технологического цикла, коэффициенты загрузки оборудования, длительность простоев оборудования и т.д.), которая является основой нового расписания. Эти данные являются ответом моделирующей системы на входные параметры, посланные ГА. Их можно интерпретировать как фитнес (целевую функцию — $f_{цф}$) для конкретной хромосомы. Обобщенная схема поиска оптимального расписания с использованием объектно-ориентированной модели и генетических алгоритмов показана на рис. 1.

В процессе работы генетический алгоритм формирует множество возможных решений (популяцию хромосом). Предлагается использовать двухуровневое представление хромосом, что позволит варьировать не только последовательность запуска партий деталей, но и размерами этих партий:

$Chr_i^1 = [m_1, m_2, \dots, m_n]$ — хромосома первого уровня

$Chr_i^2 = [k_1, k_2, \dots, k_n]$ — хромосома второго уровня

где m_i и k_i — натуральные числа (биты хромосом), кодирующие номера и размерности партий запуска соответственно; N — размер популяции.

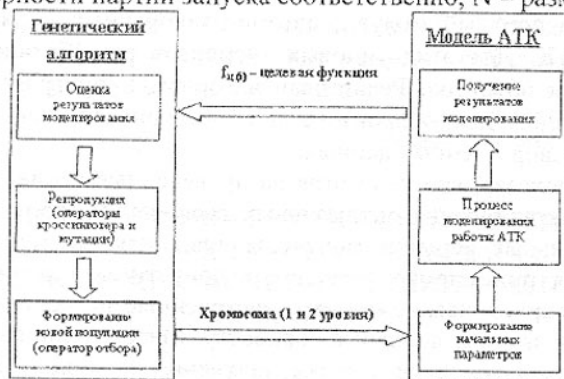


Рис. 1. Обобщенная схема поиска оптимального расписания

Первый (или верхний) уровень хромосом кодирует различные варианты последовательностей запуска деталей по их типам на технологический участок. Каждой хромосоме первого уровня сопоставляется хромосома второго уровня, в которой содержится информация о величине партий запуска для каждого типа детали. Длина хромосомы определяется номенклатурой обрабатываемых деталей, которые будут принимать участие в процессе оптимизации. Каждой отдельной разновидности детали присваивается свой уникальный код, представленный натуральным числом. Последовательность этих кодов (стринг) в хромосоме определяет очередность запуска деталей в производство.

Для эффективной работы ГА разработаны проблемно-ориентированные операторы кроссинговера и мутации. Сравнение описаний различных генетических алгоритмов данных Гольдбергом, Холландом и Девисом [2], показывает, что в них реализована одна основная идея моделирования эволюции с некоторыми модификациями.

Для оптимизации расписаний стандартный оператор кроссинговера (ОК) не может быть применен. При выполнении стандартного ОК с высокой степенью вероятности возможно нарушение ограничений на построение хромосомы, а именно возможно получение стринга, в котором будут присутствовать повторяющиеся элементы. Этот недостаток можно ликвидировать, воспользовавшись методом «жадного кроссинговера», который заключается в том, что напрямую в формировании потомков принимают участие только первые части хромосом. Каждый потомок достраивается отдельно, при этом каждый следующий элемент стринга выбирается из вторых частей родителей, а если это нарушает условия формирования хромосомы, то из всех оставшихся, который потенциально могут принять участие в формировании потомка, т.е. ещё не были использованы. Этот метод позволяет избежать некорректного представления хромосом.

С целью устранения описанных выше недостатков были проанализированы несколько подходов в реализации ОК, и для решаемой задачи была разработана модификация двухточечного кроссинговера. Как и для простого ОК, на первом шаге (рис. 2.) из всей популяции выбираются две хромосомы-родителя. Далее определяются две точки кроссинговера, которые выбираются по следующим правилам:

- Позиция первой точки ОК $k_1 \in [1, N-1-L_{\text{блока}}]$ ($L_{\text{блока}}$ – это минимальное расстояние между точками кроссинговера, N – длина хромосомы);
- Позиция второй точки ОК $k_2 \in [k_1 + L_{\text{блока}}, N-1]$.

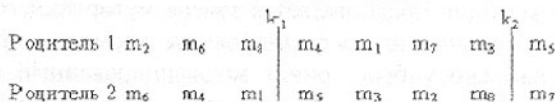


Рис. 2. Определение точек кроссинговера для выбранных хромосом

На этом этапе ОК известны части хромосом-потомков только между точками кроссинговера. Поскольку эти элементы принадлежат хромосомам, удовлетворяющим критериям формирования хромосом, то данные участки также удовлетворяют этим критериям. В процессе формирования дочерних хромосом возможно возникновение конфликта повторяемости элементов строки. В связи с этим необходим четкий механизм замены некорректных участков хромосомы. Для этого строится цепочка преобразований на основе известных участков хромосомы (Рис. 3а): $(m_4 \leftrightarrow m_5)$,

$$(m_1 \leftrightarrow m_3), (m_7 \leftrightarrow m_2), (m_3 \leftrightarrow m_8).$$

Если при формировании потомка будет предпринята попытка использовать уже задействованный в нем элемент, то он будет заменен на указанный в серии преобразований. Обмен первыми битами показан на рис.3б. После обмена проверяется корректность хромосом-потомков при таком наборе элементов. Как видно, первый потомок не вызывает конфликта. Для второго же потомка значение m_2 встречается дважды (позиция 1 и 6). Производим над позицией 1 преобразование, согласно серии, созданной на втором шаге. $(m_7 \leftrightarrow m_2)$ – такая замена первому элементу присвоит значение m_7 . При таком наборе оба потомка корректны и возможно дальнейшее заполнение элементов хромосом-потомков. Поступая аналогичным образом заполняют оставшиеся позиции хромосом-потомков. Результат работы модифицированного оператора кроссинговера показан на рис.3в.

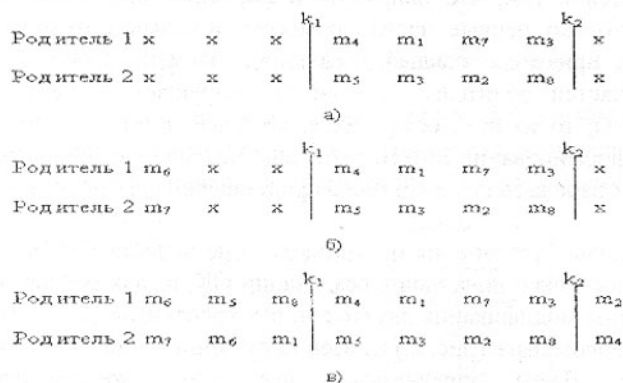


Рис. 3. Поэлементное формирование потомков с коррекцией

Качество функционирования алгоритма в значительной степени зависит от эффективного применения оператора мутации (ОМ). Поскольку при стандартной мутации предполагается замена мутирующего сегмента другим значением, а ограничения на формирование хромосом не позволяют этого сделать, то за основу был принят модифицированный ОМ при котором происходит обмен значениями между двумя случайно выбранными

сегментами хромосомы.

Используя проблемно-ориентированные операторы кроссинговера и мутации составлен генетический алгоритм. Программная реализация объектно-ориентированной модели и модуля поиска субоптимального расписания работы АТК на базе генетического алгоритма выполнена с помощью языка визуального программирования Delphi 6.0. В результате проведенных экспериментальных исследований с использованием реальных производственных данных АТК с помощью генетических алгоритмов получены решения близкие к оптимальным (для сравнения применялся метод полного перебора, позволяющий получить оптимальное решение).

Проведенные исследования показали целесообразность и эффективность применения данного подхода в управлении автоматизированными технологическими комплексами. Применение генетических алгоритмов позволяет получать близкие к оптимальным решения в допустимые сроки.

Список литературы: 1. Лаздынь С.В., Секирин А.И. Объектно-ориентированный подход в моделировании автоматизированных технологических комплексов механообработки //Материалы третьей Всеукраинской конференции молодых ученых "Інформаційні технології в науці, освіті і техніці". – Черкасы: ЧГТУ, 2002, с 243-246. 2. Курейчик В.М. Генетические алгоритмы. Монография. Таганрог: Изд. ТРТУ, 1998, 242с.

Сдано в редакцию 29.06.03

Рекомендовано д.т.н., проф. Параскив Д.

К ВОПРОСУ ИЗУЧЕНИЯ РАСПРЕДЕЛЕНИЙ НАПРЯЖЕНИЙ В СОСТАВНЫХ КРУПНОГАБАРИТНЫХ ВАЛКАХ

Лебедь В.Т., Вольвач А.Е., Кулаченко А.А.

(АО «НКМЗ», г. Краматорск, Украина)

The paper is devoted to the results of studying the levels of stresses in the body of the sleeve of the composite roll, which completed its guaranteed life. A combined investigation scheme based on made-made rupture of the roll sleeve and subsequent calculation of the stresses level with due regard for registered parameters of machining and geometry parameters of this roll parts has been realized.

Общеизвестно, что работоспособность составных крупногабаритных изделий, например, прокатных валков во многом определяется, как качеством и формой сопрягаемой поверхности, так и величиной натяга. Расчет и анализ фактических уровней напряжений в теле бандажа составного прокатного вала является актуальной задачей, решение которой позволяет оценить долговечность рассматриваемых деталей.

Известны многочисленные варианты исследования уровней напряжений [1], как разрушающими (в основном реализуются на моделях), так и неразрушающими методами. Для изучения этих напряжений в теле бандажа составного прокатного вала массой более 80 тонн был использован комбинированный метод. Общая схема которого состояла в доведении до разрушения бандажа отработавшего ресурс вала с фиксацией основных параметров и дальнейшим их учетом в процессе пересчета по программе комплекса COSMOS/WORKS Professional (CW) [3]. Первый этап эксперимента заключался в поэтапном доведении до разрушения бандажа путем фрезерования его стенки по образующей поверхности (рис. 1). Разрушение тела бандажа наступало мгновенно с образованием продольной трещины. При этом в ходе эксперимента фиксировался ряд основных параметров, как процесса резания (фрезерования) детали, так и геометрических размеров обработанной площадки бандажа исследуемого изделия.

В качестве объекта, примененного в эксперименте, был использован составной прокатный валок, отработавший ресурс более $4,4 \times 10^7$ циклов нагружения при следующих основных исходных данных:

- наружный диаметр бандажа $D_b = 1703$ мм;
- номинальный диаметр оси вала $D_o = 1270$ мм;
- длина посадочной поверхности сопрягаемых поверхностей $L = 3320$ мм;
- материал бандажа – сталь 90ХФ при твердости 41 – 52 HSD (253 – 341 НВ), что соответствует диапазону предела текучести $\sigma_T = 540 – 685$ МПа;

Рассматриваемый этап исследования выполнялся на горизонтально-расточном станке фирмы Škoda W-250 (рис. 1).

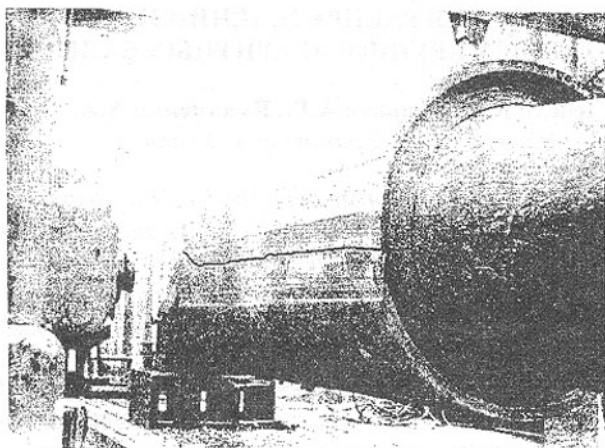


Рис. 1. Общий вид станда по доведению до разрушения отработавшего ресурс составного вала

Процесс фрезерования поверхности бандажа производился фрезой типа 2214-60567 по СТП 45.04-75, со следующими параметрами: диаметр 320 x 60° с десятью режущими пластинами из материала ВК8. Операция выполнялась при режимах резания: глубина резания - 7 мм, подача - 1,5 мм (0,15 мм / зуб x 10 шт. = 1,5 мм), число оборотов шпинделя до 40 1/мин.

После демонтажа разрушенного бандажа с оси составного валка были проведены замеры фактических значений диаметров посадочной поверхности оси в двух взаимно перпендикулярных плоскостях по длине сопрягаемых поверхностей через каждые 100 мм.

Распределение установленных величин натягов сопрягаемых поверхностей оси валка и бандажа в двух плоскостях (Δ_1 и Δ_2), а также их средняя величина (Δ_{cp}), по длине посадочной поверхности через указанное выше расстояние приведено на рис. 2.

При этом расчетная величина диаметра оси валка определялась с учетом величины среднего натяга $D_{oi} = D_o + \Delta_{cp.i}$.

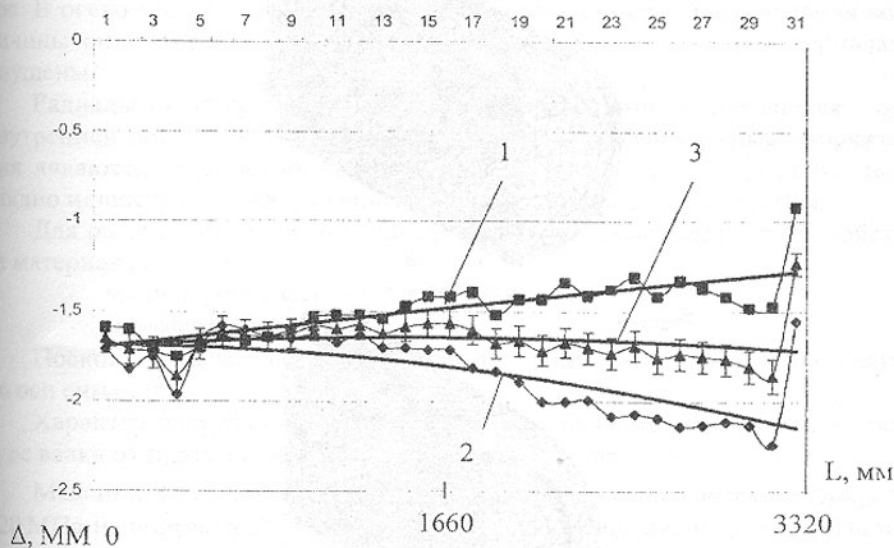


Рис. 2. Распределение фактических величин натяга по сопрягаемой поверхности оси валка в двух (1, 2) взаимно перпендикулярных плоскостях и их среднее значение (3)

Расчет выполнялся методом конечных элементов при использовании программного комплекса SOLIDWORKS (SW) и расчетного приложения COSMOS/WORKS Professional (CW).

Модель исследуемого валка (рис. 3) в виде двух объемных деталей (ось валка, бандаж) была воссоздана в SW с учетом переменной величины

натяга по длине посадочной поверхности. Для сборки модулей при сопряжении контактных поверхностей оси валка и банджа использован метод Shrink find – посадка с натягом. Этот метод реализован в расчетном приложении (CW).

При рассмотрении принятой модели в CW решалась объемная задача теории упругости для соединений с натягом в зоне упругих деформаций. Частным случаем объемной задачи теории упругости является осесимметричная задача, которая может быть точным аналитическим решением задачи теории упругости для равномерной посадки гладких цилиндрических соединений с натягом (формулы Ляме). Рассматриваемая объемная задача обеспечивает приближенные результаты, однако, позволяет производить расчет напряжений от посадки для любого вида сопрягаемых деталей, а также учитывать неравномерность посадки по длине сопрягаемых деталей.

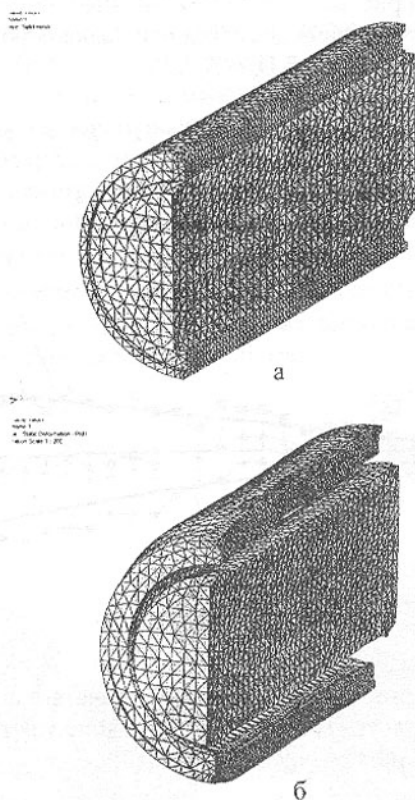


Рис. 3. Конечно-элементная модель составного валка (а) и деформация сопрягаемых деталей (оси валка и банджа) (б) от величины натяга

Разбиение расчетной модели на тетраэдральные конечные элементы с промежуточным узлом на каждой грани выполнялось автоматически с предварительным выбором размера конечного элемента. Критерием выбора размера конечного элемента служила оптимальная точность расчета, а также объем оперативной памяти используемого компьютера. Для уточнения расчета предоставлялась возможность более мелкого разбиения интересующей области модели. В рассматриваемой модели более мелкому разбиению подлежал бандаж по толщине стенки. При значительно изогнутой геометрии модели и наличии в ней тонких элементов, острых кромок, программой выполнялась проверка качества конечных элементов (возможных искажений) по показателю Якобиана, который в рассматриваемой задаче равен четырем (при предельном значении 40). Следует отметить, что увеличение числа Якобиана свидетельствует об искажении конечного элемента и ведет к погрешности счета.

При анализе напряженного состояния рассматривались три основных компонента напряжений – радиальное, тангенциальное (окружное) и осевое. В осевом направлении напряжения, в связи с отсутствием задания величины силы трения, осевые напряжения малы и в данных материалах опущены.

Радиальные напряжения являются сжимающими и снижаются от внутренней поверхности бандажа к наружной. Тангенциальные напряжения являются растягивающими и их распределение в теле бандажа, наглядно иллюстрирует напряженное состояние при посадке с натягом.

Для рассматриваемой модели были использованы следующие свойства материала (стали):

- модуль упругости $E = 2 \times 10^5$ МПа;
- коэффициент Пуассона $\mu = 0,3$

Поскольку расчет проводился для половины вала, задавались связи по оси симметрии.

Характер напряженного состояния в теле бандажа отработавшего ресурс вала от переменной величины натяга представлен на рис. 4.

Максимальные тангенциальные напряжения уменьшаются от $\sigma_{\text{max}} = 220$ МПа на контактной поверхности оси вала с бандажом до 180 МПа на наружной поверхности бандажа (рис. 5). Уровни тангенциальных и радиальных напряжений колеблются по длине посадочной поверхности и достигают максимального значения на расстоянии более 140 мм от края бандажа, где величина натяга наиболее высокая.

При образовании площадки вследствие фрезерования произошло перераспределение напряжений в теле бандажа. Область максимальных напряжений сместилась к наружной поверхности бандажа и составила $\sigma_t = 360$ МПа, на внутренней - $\sigma_t = 310$ МПа. При дальнейшем врезании инст-

румента на глубину 7 мм в области пересечения торцевой и осевой поверхностей (при радиусе их сопряжения равного 5 мм) был отмечен резкий всплеск тангенциальных напряжений до уровня $\sigma_t = 570$ МПа (рис. 6.а, б, 7). На рис. 6 а, б приведена картина напряженного состояния в бандаже в момент его разрушения.

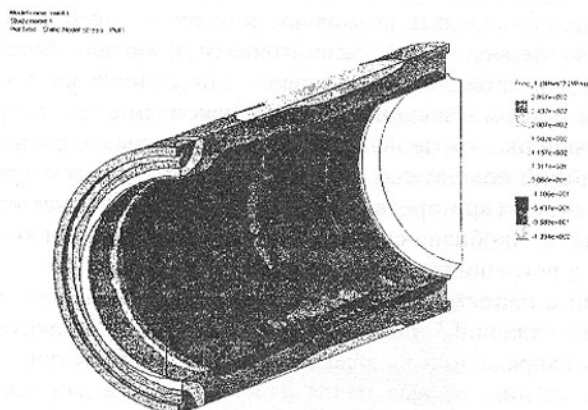


Рис. 4. Распределение напряжений по толщине бандаж отработавшего ресурс валка (ось валка условно показана прозрачной)

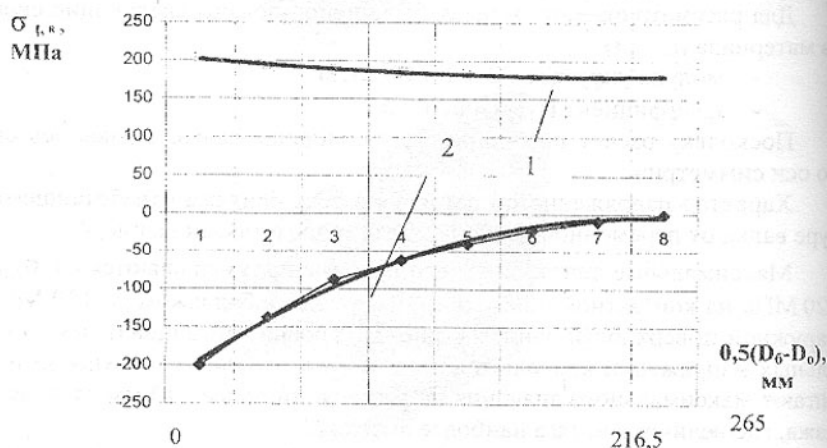


Рис. 5. Распределение тангенциальных σ_t (1) и радиальных σ_R (2) напряжений по толщине бандаж отработавшего ресурс валка

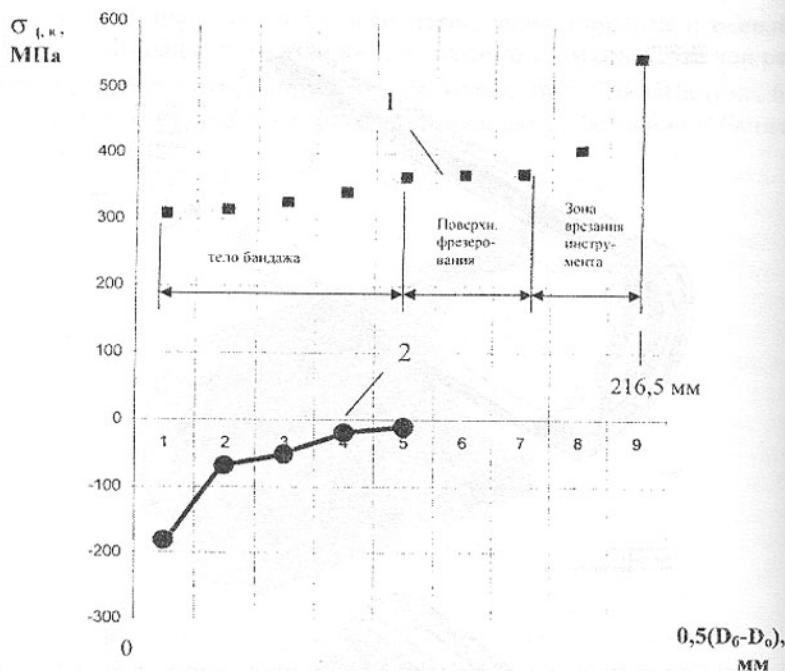


Рис. 7. Распределение тангенциальных σ_t (1) и радиальных σ_R (2) напряжений по толщине бандажа после фрезерования поверхности бандажа до размера стенки до 130 мм отработавшего ресурса вала

На рис. 7 приведено перераспределение тангенциальных σ_t (1) и радиальных σ_R (2) напряжений в теле бандажа после фрезерования плоскости по образующей поверхности бандажа составного прокатного вала до размера 130 мм от внутренней (посадочной) поверхности бандажа.

Очевидно, что при допустимом диапазоне предела текучести $\sigma_t = 540 - 685$ МПа установленные напряжения, в частности, в зоне радиуса 5 мм (рис. 7), могли послужить причиной разрушения бандажа.

Для определения достоверности произведенных расчетов с помощью СВ, был выполнен расчет для варианта нового составного вала при постоянном натяге равном $0,01 D$ ($\Delta = 1,27$ мм). На рис. 8 приведен характер распределения напряжений в теле бандажа.

Максимальные тангенциальные напряжения на контактной поверхности оси вала и бандажа $\sigma_t = 140$ МПа. На наружной (рабочей) поверхности бандажа составного вала: $\sigma_t = 115$ МПа.

В рассматриваемом случае имеется возможность сопоставления результатов расчетов выполненных методом конечных элементов со значениями, полученными по формулам Ляме (сопряжение с натягом двух цилиндров).

В данном случае тангенциальные (и радиальные) напряжения от постоянного натяга по длине посадочной поверхности в указанном составном валке (по Ляме) на поверхностях бандажа составили следующие величины:

$\sigma_t = 157$ ($\sigma_R = -47$) МПа - на внутренней ($D = 1270$ мм)

$\sigma_t = 105$ ($\sigma_R = 0$) МПа - на наружной ($D = 1800$ мм).

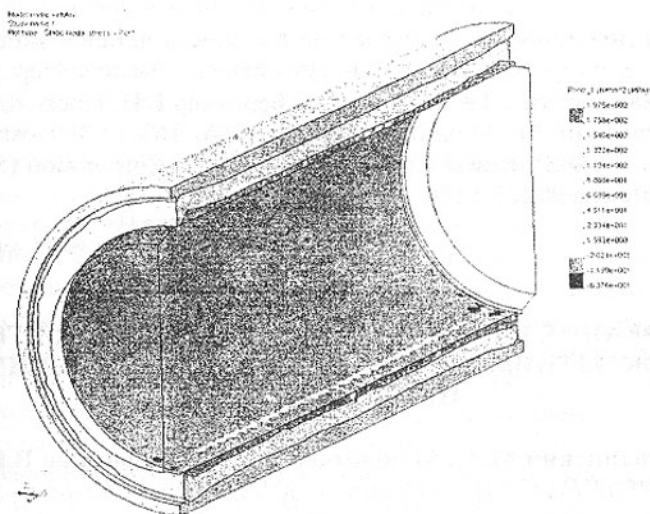


Рис. 8. Изополю окружных напряжений в новом составном валке с постоянным по длине натягом

Выполненный общий комплекс экспериментальных и расчетных работ позволил установить уровень и характер распределений, как тангенциальных, так и радиальных напряжений в теле бандажа составного валка после отработки им ресурса эксплуатации, а также сопоставить результаты уровня напряжений при постоянном натяге в новом составном валке с результатами решений по формулам Ляме [2].

Следует отметить, что для составного валка тангенциальные напряжения в бандаже максимальны у контактной поверхности с осью валка, а к наружной - уменьшаются.

При наличии на образующей бандажа сфрезерованной плоскости, тангенциальные напряжения увеличиваются от внутренней поверхности бандажа к наружной и достигают максимальной величины на указанной пло-

щадке. Радиальные напряжения на этой площадке практически близки к нулю.

После проведения эксперимента по разрушению бандаж выполнена оценка напряженного состояния в его теле с помощью расчетов.

Представленные результаты позволяют оценивать уровни напряжений в теле бандаж крупногабаритного прокатного валка на различных стадиях эксплуатации указанного изделия.

С помощью изложенного метода имеется возможность оценивать величины остаточных напряжений для бандажей составных валков, которые оказывают существенное влияние на прочность соединений этих изделий.

Список литературы: 1. Расчет на прочность деталей машин: Справочник /И.А. Биргер, Б.Ф. Шорр, Г.Б. Иосилевич. — 3-е изд. Перераб. и доп. — М.: Машиностроение, 1979. — 702 с. 2. Берникер Е.И. Посадки с натягом в машиностроении М. Машиностроение. 1966. 167 с. 3. Cosmos/Works. User's Guide. 2000 Structural Research and Analysis Corporation (SRAC) Los Angeles. California 90025-1170

Сдано в редакцию 14.05.03

Рекомендовано д.т.н., проф. Михайлов А.Н.

ИССЛЕДОВАНИЕ ИЗНАШИВАНИЯ ПОВЕРХНОСТЕЙ ТРЕНИЯ С ПОКРЫТИЯМИ, СФОРМИРОВАННЫМИ ГИБКИМ ИНСТРУМЕНТОМ

Леванцевич М.А., Максимченко Н.Н., Зольников В.Г.
(ИМИНМАШ НАН Беларуси, МПЗ, г.Минск, Беларусь)

In article the results of experimental researches are submitted according to serviceability of coverings put by rotating metal brushes. It is shown that in conditions of the limited greasing two-layer coverings from consistently put layers Cu and an antifrictional alloy on a basis Cu, Sn, Pb, Zn have the best serviceability.

Введение. Одним из эффективных путей повышения работоспособности деталей и узлов машин является нанесение на рабочие поверхности трущихся сопряжений тонких покрытий из мягких металлов (олова, свинца, меди, латуни и др.) [1-4]. Тонкий слой мягкого покрытия, в определенных интервалах нагрузок и температур, в присутствии смазочного материала, участвует в формировании поверхностных пленок, изолирующих контактирующие поверхности от непосредственного соприкосновения, вследствие этого повышается износостойкость сопряжения. При оценке роли тонких покрытий из мягких металлов в механизме изнашивания поверхностей трения полагают, что мягкие покрытия могут способствовать, с одной стороны, выравниванию контактных напряжений в зоне контакта и

снижению трения благодаря низкому сопротивлению срезу и пластическому течению материала покрытия, понижению микroadгезионных процессов при нагрузках трением, механическому эффекту (повышается положительный градиент механических свойств на участках трения), и др. [1,3]. С другой — при переходных режимах работы, пусках и остановах агрегата, когда высока вероятность возникновения масляного голодания и нарушения сплошности масляной пленки между трущимися поверхностями, мягкие покрытия могут выступать в качестве твердой смазки и предотвращать схватывание [1,2,4]. Существует оптимальное значение толщины мягкого покрытия, при которой наиболее сильно проявляется эффект влияния жесткости подложки, обеспечивается минимальный коэффициент трения и максимальная несущая способность сопряжения [1,2]. Однако есть и другая точка зрения. По мнению Д.Н. Гаркунова, нанесенные тонкие покрытия из мягких металлов при многократных взаимных перемещениях поверхностей трения могут быстро изнашиваться. Вследствие этого, их целесообразно использовать в качестве приработочных покрытий, а при однократном контактировании — при глубокой вытяжке металлом [5].

Из многообразия способов нанесения покрытий, получивших широкое распространение в последние годы, все большее внимание специалистов привлекает метод нанесения покрытий с помощью вращающихся металлических щеток [6-9]. Этот способ прост в реализации, экологически безопасен и не требует затрат на дорогостоящее оборудование. Имеются данные, что покрытия, сформированные с помощью щеток, по своим физико-механическим свойствам существенно отличаются от исходного материала. Твердость таких покрытий в 1,8...2 раза выше, чем материала, используемого для его нанесения. Износостойкость, в зависимости от вида наносимого материала, в условиях циркуляционной смазки при скорости относительного перемещения трущихся поверхностей 0,5 м/с, повышается в 10...20 раз. Предел выносливости на знакопеременный изгиб — на 14...20% [4 — 6]. Вместе с тем, в известных публикациях не раскрыт механизм влияния медьсодержащих покрытий на трение и износ сопряжений, из-за чего не ясно, что лежит в основе повышения износостойкости и почему наблюдается большой разброс ее значений. Отсутствует информация о работоспособности подобных покрытий при более высоких значениях скоростей относительного скольжения, имеющих место, например, при работе уплотнительных колец торцовых уплотнений, подшипников скольжения шестеренных насосов и шпиндельных узлов, и др., и в частности, при работе в условиях ограниченной смазки. До настоящего времени нет данных о работоспособности многослойных покрытий, содержащих многокомпонентные системы. Отсутствие этой информации, а также некоторая противоречивость взглядов в оценке роли тонких покрытий из мягких металлов при трении и изнашивании сопряжений, препятствуют принятию

решений о целесообразности их применения и обуславливают необходимость проведения дополнительных исследований.

Цель. Целью проведенных исследований явилась экспериментальная оценка изнашивания тонких металлических покрытий из медьсодержащих материалов, сформированных с помощью вращающейся металлической щетки, при работе в условиях ограниченной смазки и скоростях относительного скольжения трущихся поверхностей не менее 6...7 м/с.

Методы исследований. Исследования по оценке изнашивания медьсодержащих покрытий выполняли на триботехнической установке, осуществляющей трение торцовых поверхностей трех роликовых образцов из стали ШХ15 (HRC 60...63) по торцу диска-контробразца из незакаленной стали 08кп. На поверхности дисков с помощью вращающейся металлической щетки наносили однослойные и двухслойные покрытия из меди, латуни, бронзы и антифрикционного композита (сплава, содержащего компоненты меди, олова, свинца и цинка).

Технологические параметры процесса нанесения покрытий были следующие: число оборотов детали-диска - 230 об/мин; скорость скольжения ворса щетки относительно детали - 35...40 м/сек; величина натяга (относительное сближение оси щетки с поверхностью диска) - 1...3 мм; число проходов - 6...8. Для нанесения покрытий использовали щетку диаметром 180 мм и шириной 15 мм. Вылет и диаметр ворса составляли соответственно 73 мм и 0,3 мм. После нанесения покрытий дополнительной механической обработки не проводилось. Среднее значение параметра шероховатости Ra поверхности образцов с покрытиями составляло 0,55...0,9 мкм, без покрытия - 0,5...0,6 мкм.

Испытания на трение и износ осуществляли при скорости относительного скольжения 7 м/с. Приработка образцов производилась при нагрузке 25Н в течение 30 мин. Ступенчатое нагружение через 100Н выполняли до возникновения задира, определяемого при визуальном осмотре или в процессе работы. Продолжительность испытаний на каждой ступени нагружения составляла 5 мин. Смазывание дорожки трения на диске производили с помощью фитиля, пропитываемого маслом М10В.

В ходе испытаний регистрировали момент трения и среднее значение прироста температуры образца и контробразца от начала до завершения испытаний на каждой ступени нагружения. Износ образцов и контробразца оценивали методом взвешивания.

Результаты и обсуждение. В таблице представлены результаты испытаний на трение и износ образцов без покрытия и с покрытиями, нанесенными вращающейся металлической щеткой.

Как видно из представленных данных, нагрузки 300... 400 Н оказались предельными для испытываемых пар трения. Лучшие результаты по задиристости, в условиях ограниченной смазки при скорости скольже-

ния 7 м/с, показала пара трения, у которой диск имел двухслойное покрытие из последовательно нанесенных слоев меди и многокомпонентного антифрикционного композита. Нагрузка, повлекшая задираобразование данного покрытия, составила 500 Н.

Пары трения, у которых диски имели однослойное покрытие из бронзы, двухслойное покрытие из латуни и антифрикционного композита, показали худшие результаты. Покрытия из меди и латуни не привели к улучшению триботехнических параметров, по сравнению с образцами без покрытия.

Характер изменений коэффициента трения в зависимости от нагрузки, у большинства испытываемых пар трения, свидетельствует о преимущественно упругом и упругопластическом взаимодействии поверхностей трения в начале нагружения (коэффициент трения уменьшается и слабо изменяется с увеличением нагрузки до 300 Н). Его значения для испытываемых пар трения, кроме пар с бронзовым и медным покрытием, практически одинаковы. В паре трения, у которой диск имел бронзовое покрытие, в начальный период нагружения коэффициент трения возрастает, что указывает на пластическое взаимодействие контактирующих поверхностей. В результате пластического деформирования и течения материала покрытия увеличивается площадь фактического контакта поверхностей трения. По-видимому, это приводит к росту адгезионной составляющей силы трения и, как следствие, к росту температуры в зоне трения. Как видно из таблицы, абсолютные значения прироста температуры у пары с бронзовым покрытием выше, чем у других пар. При нагрузке 300 Н коэффициент трения резко снижается. Возможно, на это оказывают влияние жесткость подложки и компоненты материала покрытия, образующие поверхностную смазочную пленку на дорожке трения.

Из приведенных данных видно, что, в условиях проводимых испытаний, при нагрузке 400 Н в испытываемых парах значительно ухудшаются условия трения. Происходит разрыв тонкой смазочной пленки, увеличиваются площади участков поверхности, контактирующих без смазочного материала. В результате резко возрастает сила трения и повышается температура в зонах контакта. Нагрузка, отсутствие смазки и температура инициируют возникновение мостиков схватывания между трущимися поверхностями и образование задира. В этих условиях продолжительность работы исследуемых пар с покрытиями из различных материалов не одинакова.

На рис.1 представлены зависимости интенсивностей изнашивания исследуемых пар трения от нагрузки.

Таблица 1 - Результаты триботехнических испытаний образцов с покрытием, сформированным гибким инструментом

Материал покрытия	h, мкм	HV, кгс/мм ²	Нагрузка, Н												
			25		100		200		300		400		500		
			f Уд, Ур, ΔT, °C мг	f Уд, Ур, ΔT, °C мг	f Уд, Ур, ΔT, °C мг	f Уд, Ур, ΔT, °C мг	f Уд, Ур, ΔT, °C мг	f Уд, Ур, ΔT, °C мг	f Уд, Ур, ΔT, °C мг	f Уд, Ур, ΔT, °C мг					
Без покрытия	-	127	30 мин	5 мин	5 мин	5 мин	5 мин	65 сек							
			0,26 0,4 1,7 23	0,07 0,13 1,1 8	0,03 0,5 1,02 4	0,07 0,75 1,13 12	0,14 6,45 7,05 7								
			30 мин	5 мин	5 мин	5 мин	5 мин	105 сек							
Композит	3,5	155	0,41 3,65 0,3 23	0,07 1,25 0,15 7	0,04 0,33 0,08 3	0,03 1,35 0,7 7	0,46 1,7 4,5 9								
			30 мин	5 мин	5 мин	5 мин	5 мин	5 мин							
			0,28 2,5 0,9 14	0,05 0,25 0,15 5	0,03 0,9 0,25 7	0,03 0,65 0,6 6	0,12 0,95 0,3 13	0,36 0,8 6,2 6							
Медь+композит	4,5	220	30 мин	5 мин	5 мин	112 сек									
			0,39 2,1 0,45 23	0,12 0,45 0,95 14	0,03 0,55 2,4 4	0,04 0,1 0,75 5									
			30 мин	5 мин	5 мин	5 мин	5 мин	220 сек							
Латунь+композит	4	170	0,28 1,5 0,7 5	0,06 0,95 0,35 3	0,03 0 1,4 5	0,03 0,7 1,35 11	0,3 0,25 4,8 32								
			30 мин	5 мин	5 мин	5 мин	5 мин								
			0,19 4,8 1,95 13	0,13 0,25 0,9 11	0,07 2,65 1,55 12	0,1 0,25 0,9 25									
Медь	6	210	30 мин	5 мин	5 мин	5 мин	5 мин								
			0,12 2,95 0,75 16	0,37 1,0 1,0 19	0,23 1,0 0,1 20	0,06 0,05 0,7 17	0,09 0,4 0,75 26								
			30 мин	5 мин	5 мин	5 мин	5 мин								
Бронза	3	185	30 мин	5 мин	5 мин	5 мин	5 мин								
			0,12 2,95 0,75 16	0,37 1,0 1,0 19	0,23 1,0 0,1 20	0,06 0,05 0,7 17	0,09 0,4 0,75 26								
			30 мин	5 мин	5 мин	5 мин	5 мин								

В таблице приняты следующие обозначения: h – толщина покрытия, мкм; HV – микротвердость покрытия, кгс/мм²; f – коэффициент трения, Ур – суммарный износ роликов, мг; Уд – износ диска, мг; ДТ – прирост температуры, °С.

Из представленных графиков видно, что с ростом нагрузки интенсивность изнашивания возрастает у всех пар, кроме пары с бронзовым покрытием. Меньшую интенсивность изнашивания, по сравнению с парой трения без покрытия, имеют пары с однослойными покрытиями из бронзы и антифрикционного композита, а также пара с двухслойным покрытием, из последовательно нанесенных слоев меди и антифрикционного композита. При этом пара с двухслойным покрытием из меди и композита, в отличие от остальных, обеспечила удовлетворительную работоспособность при критической нагрузке 400 Н. Возможно, это можно объяснить тем, что сформированное двухслойное покрытие приобрело более высокие эксплуатационные свойства за счет благоприятного сочетания компонентов, входящих в состав покрытия. Кроме того, на повышение эксплуатационных свойств, по-видимому, может влиять и состояние поверхности двухслойного покрытия. В качестве примера, на рис.2 представлены фотографии поверхности образцов без покрытия (а) и с двухслойным покрытием «медь-антифрикционный композит» (б), сформированным с помощью вращающейся металлической щетки.

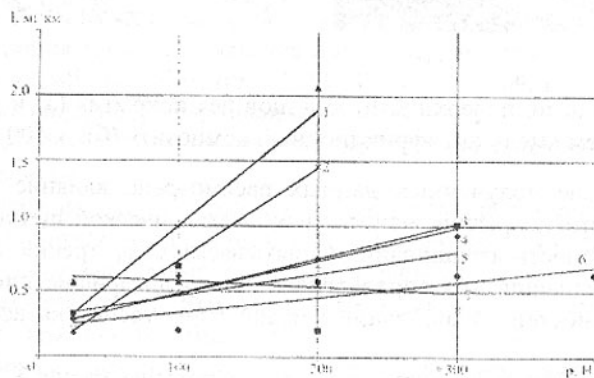


Рис. 1. Зависимость интенсивности изнашивания (I) пар трения с покрытием от нагрузки (P): 1 – медь, 2 – латунь, 3 – латунь+композит, 4 – без покрытия, 5 – композит, 6 – медь+композит, 7 – бронза.

Из фотографий видно, что на поверхности двухслойного покрытия имеются кратерообразные углубления и микротрещины, которые, в определенной степени, могут служить резервуарами для смазочного материала.

Можно предположить, что при небольших нагрузках и сравнительно толстой смазочной пленке, в начальный период испытаний, они участвуют в создании гидродинамического масляного клина, разделяющего поверхности трения. При высоких нагрузках, в момент нарушения сплошности масляной пленки и пластического деформирования поверхностного слоя мягкого покрытия, смазочный материал выдавливается из углублений и

трещин, образуя пленку, которая в течение определенного времени предотвращает схватывание трущихся поверхностей. В состав пленки, по-видимому, могут входить и компоненты материала покрытия, такие как олово и свинец. Ответ на вопрос, почему снижается интенсивность изнашивания и повышается задиростойкость при трении стали по диску с двухслойным покрытием медь-композит, предстоит выяснить из дополнительных исследований.



а

б

Рис. 2. Топография поверхности образцов без покрытия (а) и с двухслойным покрытием «медь-антифрикционный композит» (б). $\times 400$

На основе полученных данных рассмотрено влияние толщины и микротвердости покрытий, нанесенных металлической щеткой, на среднюю интенсивность изнашивания испытываемых пар трения. Средняя интенсивность изнашивания определялась как среднеарифметическое значение интенсивностей изнашивания каждой пары трения на всех ступенях нагружения.

Полученные зависимости проиллюстрированы на рис.3.

Из представленных графиков видно, что наблюдается рост средней интенсивности изнашивания испытываемых пар трения с увеличением толщины покрытия (коэффициент корреляции 0,52). В определенной степени это согласуется с уже известными положениями о том, что при большой толщине преимущественное влияние на интенсивность изнашивания оказывают физико-механические свойства материала покрытия. С уменьшением толщины, до определенного значения, на интенсивность изнашивания, помимо физико-механических свойств материала покрытия, влияет жесткость подложки [1,2].

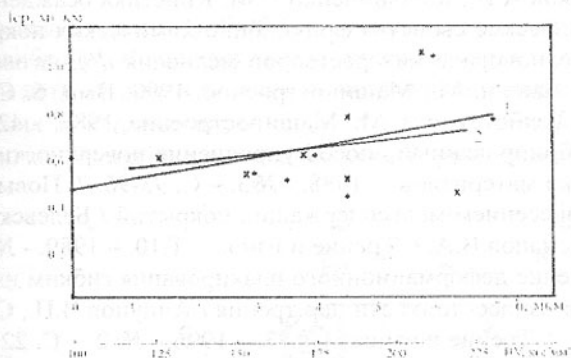


Рис. 3. Зависимость средней интенсивности изнашивания ($I_{ср}$) пар трения от толщины h (линия 1) и микротвердости HV (линия 2) покрытий

Влияние микротвердости покрытий на среднюю интенсивность изнашивания менее существенно (коэффициент корреляции 0,25). Тенденцию к повышению интенсивности изнашивания с увеличением микротвердости покрытий можно объяснить недостаточной приработкой испытываемых пар трения. Известно, что для более твердых поверхностей требуется большее время приработки [1, 2, 5]. В наших испытаниях нагрузка и время приработки для всех пар были одинаковы.

Выводы. Результаты настоящего исследования позволяют сделать следующие выводы.

1. Покрытия из медьсодержащих материалов, сформированные с помощью вращающихся металлических щеток, снижают интенсивность изнашивания и повышают задиростойкость трущихся сопряжений. При этом существенное влияние на эти параметры оказывают состав и физико-механические свойства материалов наносимых покрытий.

2. При формировании поверхностных слоев путем нанесения покрытий вращающимися металлическими щетками, как у новых, так и при восстановлении изношенных деталей, предпочтение следует отдавать двухслойным покрытиям, состоящим из последовательно нанесенных слоев меди и антифрикционного сплава с компонентами меди, олова, свинца и цинка. После нанесения покрытий дополнительной механической обработки не требуется.

Список литературы: 1. Алексеев Н.М. Металлические покрытия опор скольжения. — М.: Наука, 1978. — 76с. 2. Буше Н.А., Копытько В.В. Совместимость трущихся поверхностей. — М.: Наука, 1981. — 127с. 3. Польшер Г., Мюллер В., Рейнхольд Т.И., Ланге И. Новые результаты по лабунированию поверхностей трения стальных и чугуновых деталей // Долговечность трущихся деталей машин. М.: Машиностроение, 1987. Вып. 2. С.

81-85. 4. Кузавков А.И., Мельниченко И.М. Кинетика осаждения, структура и триботехнические свойства фрикционно-химических покрытий на основе водных технологических растворов меднения // Долговечность трущихся деталей машин. М.: Машиностроение, 1990. Вып. 5. С. 328-334. 5. Гаркунов Д.Н. Триботехника. М.: Машиностроение, 1985. – 424с. 6. Белевский Л.С. Комбинированный способ упрочнения поверхности // Физика и химия обработки материалов. – 1988. - №3. – С. 93-96. 7. Повышение износостойкости нанесением медьсодержащих покрытий / Белевский Л.С., Анцупов В.П., Досманов В.А. // Трение и износ. - Т.10. – 1989. - № 1. – С. 119-123. 8. Применение деформационного плакирования гибким инструментом для повышения износостойкости пар трения / Анцупов В.П., Савельев В.Б., Савельева Р.Н. // Трение и износ. – Т.17. – 1996.- № 2. – С. 221-223. 9. Анцупов В.П. Технологические основы получения биметаллических изделий плакированием гибким инструментом: Автореф. дис. ... д-ра техн. наук: 05.02.08 / Магнитогорская горно-металлургическая академия им. Г.И.Носова. - Магнитогорск, 1997. – 43 с.

Сдано в редакцию 4.06.03

Рекомендовано д.т.н., проф. Бутенко В.И.

РАСЧЕТ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ РАЗМЕРНЫХ ЦЕПЕЙ СРЕДСТВАМИ ВЕКТОРНОЙ АЛГЕБРЫ

Лещенко А.И. (ПГТУ, г. Мариуполь, Украина)

In work the method of the decision the nonlinear size of circuits is given.

В машиностроении, размерные цепи по расположению звеньев классифицированы [2] на следующие группы:

- линейные, в которых звенья расположены параллельно;
- угловые, где звенья и отклонения представляют угловые величины – градусы или отношение линейного отклонения к базовой длине;
- нелинейные, с расположением звеньев произвольно под углом друг к другу и направлению размера замыкающего звена.

Общие методы расчета размерных цепей с изменяющимся параметром одного вида – линейными размерами или величинами углов, широко известны. Анализ размерных цепей с учетом изменения угловых и линейных отклонений, рассматриваются как частные геометрические задачи [1] [2] [4] с выводами о предельных значениях замыкающего звена на основе неформализованной логики. Вместе с тем решение таких задач особенно актуально при формообразовании профилей деталей на станках с ЧПУ, в котором геометрические элементы более взаимосвязаны, чем элементы профилей полученных фасонным инструментом.

Например, при программной обработке контурными резцами профи-

для прокатного вала (рис. 1), ГОСТом нормируется допустимая ширина рельсового калибра W . Возникает задача: построить технологическую размерную цепь и дать алгоритм ее расчета, позволяющий связать допуски на углы конических поверхностей α и β , а также отклонения линейных, размеров, включая радиусные, с шириной пера W рельсового калибра.

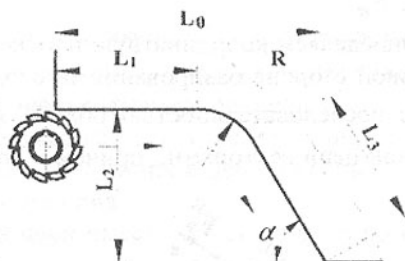
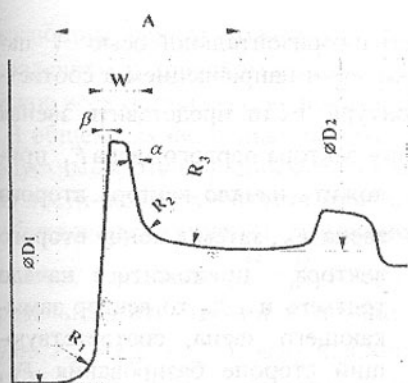


Рис. 1. Профиль калибра прокатного вала Рис. 2. Профиль шаблона

В определении по ГОСТ 16319-80, 16320-80, технологическая размерная цепь составляется для решения конкретной задачи, при этом размер замыкающего звена получается в последнюю очередь в результате обработки остальных звеньев размерной цепи, т.е. номинальное значение замыкающего размера непосредственно при формировании траектории перемещения инструмента не указывается.

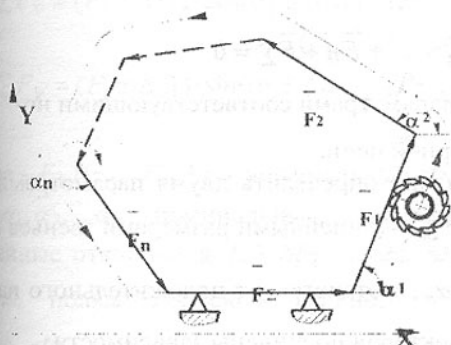


Рис. 3. Деталь - «п-угольник»

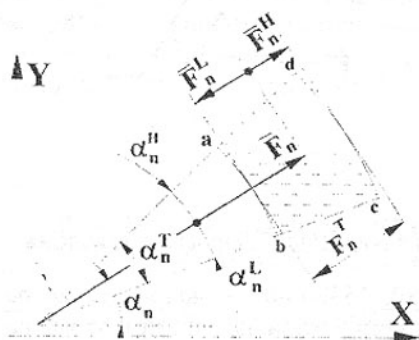
Например, настраиваясь на размер L_2 (рис. 2) фрезеруем профиль шаблона с получением размеров L_1, R , обрабатывая «напроход» поверхность под углом α . Тогда точность двух косвенно полученных размеров - длина наклонной поверхности L_3 и ширина шаблона L_0 , будут зависеть от линейных и угловых отклонений остальных размеров.

Целью данной работы, является построение общего алгоритма расчета размерных цепей при отклонениях линейных и угловых

параметров входящих в нее звеньев.

Рассмотрим принцип формирования технологической размерной цепи при обработке фрезерованием наружного контура детали «n - угольник» (рис. 3). Заготовка базируется стороной F_{Σ} на двух неподвижных упорах выверенных горизонтально. Стороны обрабатываются последовательно $F_1, F_2, \dots$ начиная с первой - последней фрезеруется «на- проход» n-ная сторона F_n .

Определяем координатную плоскость с горизонтальной осью X параллельной стороне базирования заготовки F_{Σ} и направлением в соответствии с последовательностью обхода контура. Если представить звенья размерной цепи векторами, причем к концу вектора первого звена $\vec{F}_1$ при-



ложить начало вектора второго звена $\vec{F}_2$, затем к концу второго вектора приложить начало третьего и т.д., то вектор замыкающего звена, соответствующий стороне базирования F_{Σ} , соединит конец последнего вектора с началом первого. Размерная цепь для одной детали, в зависимости от решаемой задачи может иметь различную конфигурацию, но при этом всегда образует замкнутый контур. Свойство замкнутости обеспечивает равенство нулю

Рис. 4. Схема принятая для допусков звена $\vec{F}_n$ по модулю $\vec{F}_n^H, \vec{F}_n^L$ и углу α_n^H, α_n^L

векторной суммы:

$$\vec{F}_1 + \vec{F}_2 + \vec{F}_3 + \vec{F}_4 + \dots + \vec{F}_n + \vec{F}_{\Sigma} = 0$$

где $\vec{F}_1, \vec{F}_2, \vec{F}_3, \dots, \vec{F}_n, \vec{F}_{\Sigma}$ векторы, с параметрами соответствующими номинальным значениям звеньев размерной цепи.

Каждый вектор можно однозначно определить двумя параметрами: модулем $|\vec{F}_1|, |\vec{F}_2|, |\vec{F}_3|, \dots, |\vec{F}_n|, |\vec{F}_{\Sigma}|$ — линейными размерами звеньев и направлением — углами $\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3, \dots, \alpha_n$, с отсчетом от положительного направления оси X . Тогда проекции векторов подчинены зависимости:

$$\begin{cases} \sum F_x = F_1 \cdot \cos(\alpha_1) + F_2 \cdot \cos(\alpha_2) + F_3 \cdot \cos(\alpha_3) + \dots + F_n \cdot \cos(\alpha_n) + F_\Sigma = 0 \\ \sum F_y = F_1 \cdot \sin(\alpha_1) + F_2 \cdot \sin(\alpha_2) + F_3 \cdot \sin(\alpha_3) + \dots + F_n \cdot \sin(\alpha_n) = 0 \end{cases} \quad (1)$$

Решение системы уравнений (1) определит номинальные по модулю значения двух звеньев размерной цепи - $|\bar{F}_n| = F_n$ и $|\bar{F}_\Sigma| = F_\Sigma$, однако замыкающим звеном можно считать только звено $\bar{F}_\Sigma$, с неизменным направлением и допуском по длине, зависящим от угловых и линейных допусков всех остальных, включая $\bar{F}_n$, звеньев размерной цепи.

В общем случае целью расчета размерных цепей является определение допустимых отклонений всех звеньев входящих в данную цепь, из условия достижения требуемой точности изделия.

Каждое звено (рис. 4) размерной цепи имеет допуск по модулю и углу наклона, верхнего $\bar{F}_n^H, \alpha_n^H$ (Highly Limit) и нижнего $\bar{F}_n^L, \alpha_n^L$ (Low Limit) предельных отклонений. Следовательно, при ширине поля допуска по модулю $F_n^T = F_n^H + F_n^L$ и углу наклона $\alpha_n^T = \alpha_n^H + \alpha_n^L$, область abcd определяет границы изменения вектора размерной цепи.

Технологические размерные цепи не жесткие, т.е. изменение угла наклона одного из звеньев не вызывает поворот на тот же угол остальных звеньев размерной цепи, а дает их плоскопараллельное смещение.

Учитывая принцип замкнутости размерной цепи, получаем уравнение:

$$(\bar{F}_1 \pm \Delta \bar{F}_1) + (\bar{F}_2 \pm \Delta \bar{F}_2) + \dots + (\bar{F}_n \pm \Delta \bar{F}_n) + (\bar{F}_\Sigma \pm \Delta \bar{F}_\Sigma) = 0$$

где $\Delta \bar{F}_1, \Delta \bar{F}_2, \dots, \Delta \bar{F}_n, \Delta \bar{F}_\Sigma$ - вектора допусков входящих в размерную цепь звеньев. Проекции векторов на координатные оси дают систему уравнений:

$$\begin{cases} \sum F_x = (F_1 \pm \Delta F_1) \cdot \cos(\alpha_1 \pm \Delta \alpha_1) + (F_2 \pm \Delta F_2) \cos(\alpha_2 \pm \Delta \alpha_2) + \dots \\ \dots + (F_n \pm \Delta F_n) \cos(\alpha_n \pm \Delta \alpha_n) + (F_\Sigma \pm \Delta F_\Sigma) = 0 \\ \sum F_y = (F_1 \pm \Delta F_1) \cdot \sin(\alpha_1 \pm \Delta \alpha_1) + (F_2 \pm \Delta F_2) \cdot \sin(\alpha_2 \pm \Delta \alpha_2) + \dots \\ \dots + (F_n \pm \Delta F_n) \cdot \sin(\alpha_n \pm \Delta \alpha_n) = 0 \end{cases} \quad (2)$$

где $F_1, F_2, \dots, F_n, F_\Sigma$ - номинальные по модулю значения звеньев;

- $\alpha_1, \alpha_2, \dots, \alpha_n$ номинальные углы наклона звеньев размерной цепи; - линейные отклонения $\Delta F_1, \Delta F_2, \dots, \Delta F_n, \Delta F_\Sigma$ от номинальных значений, равные полям допусков верхнего

$F_1^H, F_2^H, \dots, F_n^H, F_\Sigma^H$ или нижнего

$F_1^L, F_2^L, \dots, F_n^L, F_\Sigma^L$ предельных отклонений; - $\Delta \alpha_1, \Delta \alpha_2, \dots, \Delta \alpha_n$ угловые

отклонения от номинальных значений, равные полям допусков верхнего

$\alpha_1^H, \alpha_2^H, \dots, \alpha_n^H$ или нижнего $\alpha_1^L, \alpha_2^L, \dots, \alpha_n^L$ предельных отклонений.

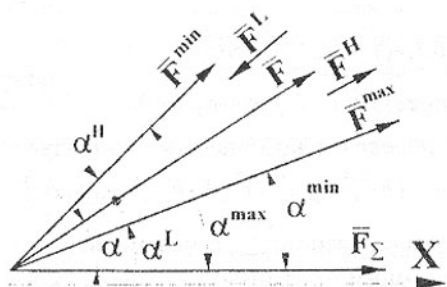


Рис. 5. Минимум $\bar{F}^{\min}$ и максимум $\bar{F}^{\max}$ для увеличивающего звена

вектором замыкающего звена угол α изменяющийся в границах соотношений $90^\circ > \alpha \geq 0$ или $270^\circ < \alpha \leq 360^\circ$ и увеличивающим если угол находится в пределах $90^\circ < \alpha < 270^\circ$. Тогда передаточное отношение увеличивающего звена изменяется в пределах $0 < \cos(\alpha) \leq 1$, а уменьшающего $-1 \leq \cos(\alpha) < 0$. Например, (рис. 5) для увеличивающего звена ($\alpha < 90^\circ$) максимальное значение вектора звена $\bar{F}$ равно $\bar{F}^{\max} = \bar{F} + \bar{F}^H$ при угле $\alpha^{\min} = \alpha - \alpha^L$ и минимальное $\bar{F}^{\min} = \bar{F} + \bar{F}^L$ с углом наклона $\alpha^{\max} = \alpha + \alpha^H$.

Система уравнений (2) позволяет:

- при заданных для $n-1$ звеньев линейных допусках $\Delta F_1, \Delta F_2, \dots, \Delta F_{n-1}$ и для n звеньев угловых допусках $\Delta \alpha_1, \Delta \alpha_2, \dots, \Delta \alpha_n$ размерной цепи, определить границы линейных изменений замыкающего звена F_Σ и звена F_n
- при заданном допуске замыкающего звена F_Σ и принятом регулирующем звене F_n , методом последовательных приближений определить линейные и угловые допуски входящих в систему звеньев.

В данной работе, с целью автоматизировать расчет размерных цепей, средствами векторной алгебры проведена формализация абстрактных понятий присутствующих при их описании. Программа расчета, нелинейных размерных цепей, реализована на языке Visual C++6.0, как приложение графического пакета AutoCAD. Интерфейс программы предлагает пользователю в диалоговом режиме отметить устройством указания звенья размерной цепи и ввести их предельные отклонения – линейные и угловые. Программа рассчитывает предельные значения замыкающего звена и ранжирует входящие в размерную цепь звенья по передаточному отношению. Такой подход позволяет определить и корректировать точность обработки поверхностей с наибольшей степенью влияния на

В технологии машиностроения целью расчета размерных цепей является решение одной из двух задач: прямой и обратной. Для решения этих, задач методом максимума и минимума, необходимо установить по отношению к замыкающему звену две группы звеньев размерной цепи: увеличивающие и уменьшающие. Звено называется увеличивающим, если соответствующий ему вектор образует с

поверхностей с наибольшей степенью влияния на ширину поля допуска замыкающего звена.

Список литературы: 1. Маталин А.А. Технология машиностроения. – Ленинград: Маш., 1985. – 508с. 2. Дунаев П.Ф. Размерные цепи. М.: Маш., 1973. 306с. 3. Балакшин Б.С. Технология машиностроения. М.: Маш. 1959.

Сдано в редакцию 9.06.03

Рекомендовано д.т.н., проф. Тока А.

ТЕХНОЛОГИЯ ВИБРОДИАГНОСТИКИ В МОНИТОРИНГЕ ЦИЛИНДРОВЫХ ВТУЛОК ДИЗЕЛЕЙ МОРСКИХ СУДОВ

Лукичев А.В., Рак А.Н. (ДонНТУ, г. Донецк, Украина)

From the brief characteristic capabilities of a new method of technical diagnostic, veivlet-analysis tangent recognition and estimation of faults group of diesel engines on-stream also are determined

Вступившие в последнее время международные конвенции, ужесточают требования к безопасности эксплуатации судов и механизмов. Отсутствие необходимых средств на приобретение сменно-запасных частей, ремонт и поддержание в работоспособном состоянии механизмов во много раз увеличивает риск аварий, который влечет за собой простой судов и значительный материальный ущерб. Поэтому в данной сложившейся ситуации существенно возрастает роль мониторинга, как одного из средств прогнозирования технического состояния механизмов.

Наибольшее внимание при этом уделяют контролю за работой основных узлов главного двигателя и в первую очередь диагностике узлов цилиндро-поршневой группы (проверка герметичности в цилиндро-поршневой группе, характеризующей износ дизеля). Мониторинг можно охарактеризовать как: целый комплекс технологических, организационных, технических, эксплуатационных мероприятий, которые регламенти-



Рисунок 1-Мониторинг главных двигателей

руются правилами технической эксплуатации (ПТЭ дизелей КНД 31.2.002.03 – 96), положениями о системе технической эксплуатации флота (СТЭФ) и другими нормативными документами. В соответствии с определением, мониторинг ГД можно представить в виде структурной схемы (рис.1). Анализ структурной схемы позволяет сделать вывод о том, что эксплуатационный, технико-экологический контроль масла позволяют определить только источник неисправностей [1,2].

Ремонтно-профилактические мероприятия, позволяют однозначно определить характер неисправности [3,4]. Данный метод относится к, так называемым, “разрушающим” методам диагностирования, что является очень трудоемким технологическим процессом и не вполне приемлемым в процессе эксплуатации. Одним из эффективных и быстроразвивающимся способом диагностики является *вибрационно-акустический*, который позволяет по повышенной вибрации судить о правильности сборки, регулировки узлов, износе, регулировке топливной аппаратуры.

Если рассматривать низкочастотные и среднечастотные колебания в машинах, то в основном они представляют собой суперпозицию гармоник (основных и высших) или суперпозицию узкополосных процессов с кратными частотами (частоты вращения, зубцовые, лопастные частоты и их высшие гармоники). Поэтому для адекватной оценки амплитуд гармоник при анализе в этих частотных областях необходимо обеспечить большую разрежающую способность анализа по частоте. Этого можно достичь путём использования кратного октавного анализа (1/3-октавного, 1/6-октавного, 1/12-октавного). Возрастают и объёмы вычислений.

$$j = \text{int}[B \log_2(f / f_0)], \quad (1)$$

Для оценки эволюции низко- и среднечастотной вибрации во времени достаточно проведения анализа для основной и трёх высших гармоник колебания (при 1/3-октавном вэйвлет-анализе). Номер треть-октавной полосы, соответствующей основной гармонике колебания найдём:

$$w_{j,l,b} = \sum_{n=b-N/2}^{n=b+N/2} h \cdot x(n) \cdot g_{j,l,b} \cdot \exp(i \cdot 2 \cdot \pi \cdot l \cdot f \cdot h \cdot |n - b|), \quad (2)$$

где f - частота основной гармоник; l - номер гармоник; N - часть реализации, определяется, исходя из принятого значимого отклонения от нуля функции окна, асимптотически стремящейся к нулю на бесконечности. В частности, мы принимаем N из условия:

$$g_{j,l,b} \Big|_{n=N/2} < 0,01 \cdot g_{j,l,b} \Big|_{n=b} \quad (3)$$

Анализ выражения (2) показывает, что в таком виде вэйвлет-анализ может рассматриваться как разновидность время - частотного анализа со скользящим окном, обладающим свойствами вэйвлета. При этом настройка окна полосовая (треть-октавная), а настройка частоты анализа точная.

Для фиксированного значения b коэффициенты вэйвлета для основной гармоники $w_{j_1,b}$ и трёх высших гармоник $w_{j_2,b}$, $w_{j_3,b}$, $w_{j_4,b}$ могут быть найдены из выражения (2) при:

$$j_1 = \text{int}\{B[\log_2(f/f_0)]\} \text{int}\{3(\log_2 f) + 2, 2\}; j_2 = j_1 + 3; j_3 = j_1 + 5; j_4 = j_1 + 6,$$

где f - частота основной гармоники.

Если в случае цифрового Фурье анализа коэффициенты Фурье должны рассматриваться как мера корреляции сигнала с соответствующей не локализованной во времени гармоникой, то в случае вэйвлет-анализа, речь идёт о мере корреляции с локализованными во времени всплесками.

Рассмотрим примеры применения вэйвлет-анализа к исследованию акустической динамики машин и к решению задач вибродиагностики. Поршневые машины характеризуются фазово-детерминированной динамикой поэтому анализ их вибрации наиболее целесообразно проводить во время-частотной области с фазовым селектированием [5]. На рис.2 приведены результаты вэйвлет-анализа виброускорения цилиндрической втулки крупного судового дизеля. Собственная частота колебаний втулки 360 Гц, поэтому анализ проведён именно для этой частоты.

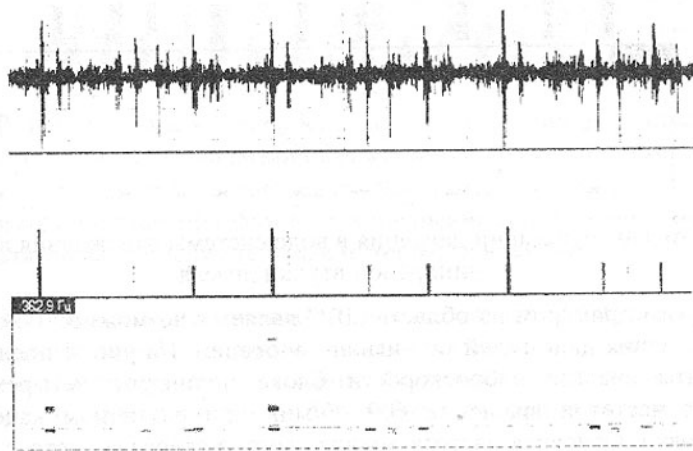


Рис. 2. Вэйвлет-анализ виброускорения цилиндрической втулки судового дизеля

Очевидно, что собственная частота возбуждена на достаточно коротких фазовых интервалах, причём в моменты всплески уровни высших гармоник так же высоки, что свидетельствует о существенном отклонении формы колебаний в этот фазовый момент от гармонической. Однако, в области низких цилиндрических давлений имеется ряд импульсов близких к чистому тону на частоте 360 Гц, что можно использовать для диагностики состояния втулки (трещин), процессов газообмена (впуск, выпуск), состоя-

выпуск), состояния клапанов. На рис. 3 приведены результаты анализа пульсаций давления в воде системы охлаждения вблизи цилиндрической втулки того же дизеля. Частота пульсаций соответствует субгармонике собственной частоты втулки (180 Гц). Очевидна большая инерционность процесса, так как частота остаётся возбужденной на больших фазовых интервалах. Это позволяет сделать вывод о существовании диссипативной структуры в охлаждающей воде по типу ячеек Бенара или вихрей Тейлора, но связанная с процессом переноса импульса от втулки к блоку через слой жидкости.

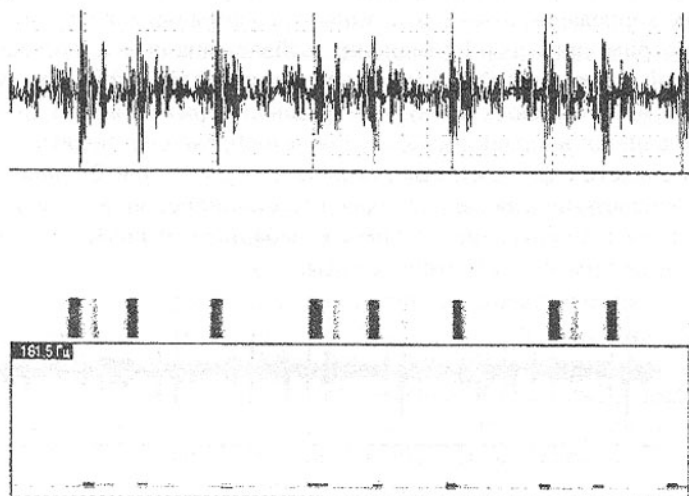


Рис. 3. Анализ пульсаций давления в воде системы охлаждения вблизи цилиндрической втулки дизеля

Другим примером из области ДВС является возможность косвенного индцирования двигателей по сигналу вибрации. На рис. 4 представлены результаты анализа виброскорости блока цилиндров четырёхтактного дизеля с частотой вращения 600 об/мин при различном качестве его регулировки. Основная частота анализа соответствовала частоте вспышек в дизеле $3 \cdot 10/2 = 15$ Гц, анализ проведён до четвёртой гармоники.

Наиболее интересные результаты для третьей гармоники. При введении разрегулировки по цилиндрической мощности (P_i) у третьей гармоники появляется явная фазовая нестационарность (тёмная зона) с фазовым масштабом порядка фазы работы одного цилиндра. Разрегулировка по максимальному давлению практически не влияет на исходную картинку. Однако введение дополнительной разрегулировки в том же цилиндре по максимальному давлению (P_z) усиливает неоднородность, резко оконтуривая тёмную зону с двух сторон. Следует отметить, что в практических прило-

жениях наиболее важна косвенная индикация разрегулировки по цилиндровой мощности, которая может приводить, в частности, к пережогу топлива. Разрегулировка по P_z обычно достаточно хорошо оценивается субъ-

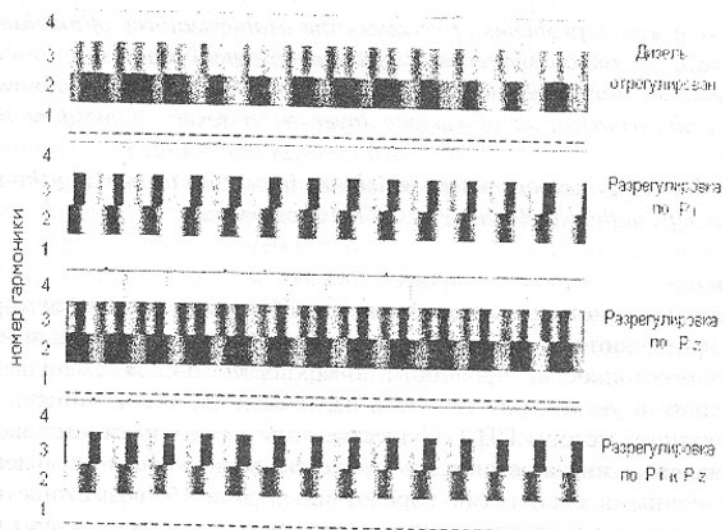


Рис. 4. Результаты анализа виброскорости блока цилиндров четырёх-тактного дизеля при различном качестве его регулировки

ективно как жёсткая работа двигателя. Чувствительность метода можно повысить путём применения фазового усреднения (синхронного накопления) результатов на продолжительных интервалах времени.

Выводы. Применение вэйвлет-анализа позволяет обнаружить дефекты в цилиндровых втулках и наблюдать динамику их развития, контролировать процессы газообмена, состояние клапанов, расход топлива и косвенным образом осуществлять контроль теплового состояния дизеля.

Список литературы 1. Стандарт предприятия. СТП 225.072 – 90. Приложение № 8 обязательное; 2. ПТЭ дизелей КНД 31.2.002.03 – 96; 3. Дайхес М.А. Ремонт судовых двигателей внутреннего сгорания. - Л.: Судостроение, 1980. - 248 с. 4. Рак А.Н., Лукичев А.В., Рак А.Н., Клименко Д.И. Определение степени и характера износа цилиндрических втулок главных двигателей морских судов. - Машиннознавство і деталі машин / Матеріали 4-ої регіональної науково-методичної конференції. – Донецьк: ДонНТУ, 2002. – С. 71-73. 5. www.vibration.ru.

Слано в редакцію 5.06.03

Рекомендовано д.т.н., проф. Михайлов А.Н.

ПНЕВМОШАРИКОВЫЙ НАКЛЕП КАК МЕТОД УСТРАНЯЮЩИЙ ПОСЛЕДСТВИЯ ОБЕЗУГЛЕРОЖИВАНИЯ

Лунарски Е., Цецинска Б. (Жешувская Политехника, Жешув, Польша)

The paper presents problems of recovery the usable features of machine parts, which are lost in the consequence of used technological process.

The researches were executed on cuttings of steel 51CrV4 whereupon was identified the decarburization of surface layer as a result of molding the half-product.

In order bettering the parameters which are important to working the machine parts made from this steel authors used the shot-peening.

1. Введение

Различные методы пластического поверхностного деформирования (ППД) применяются довольно широко для увеличения предела выносливости, износостойкости, прочности поверхностного слоя, уменьшения шероховатости и увеличения точности изготовления, для чего используются разнообразные методы ППД. Существенным преимуществом такой обработки является низкая стоимость процесса, возможность управления эксплуатационными свойствами обработанных деталей, возможность реализации процесса на универсальных (токарных, фрезерных и др.) станках, отсутствие отходов и экологическая чистота процесса.

ППД применяется в основном для увеличения предела усталостной прочности нагруженных стальных элементов, особенно если элементы работают на изгиб или кручение. Тогда упрочнение поверхностного слоя дает возможность применять более дешевые материалы, исключить с технологического процесса обработки операции термообработки, нанесения покрытий, чистовую обработку и др.

Сущность упрочнения основана на холодном пластическом деформировании поверхностного слоя деталей, следствием чего увеличивается твердость и прочность, образуются сжимающие остаточные напряжения и наступает выглаживание неровностей, в которых значительно увеличиваются радиусы углублений, уменьшая тем самым геометрические концентраторы напряжений. Шероховатость поверхности, образованная после пневмошарикового наклепа, может также увеличиться, но при этом значительно возрастают радиусы углублений, что уменьшает чувствительность на воздействие концентраторов и увеличивает предел выносливости [1].

2. Характеристика обезуглероживания поверхностного слоя и способы противодействий

В различных процессах изготовления деталей машин и установок

предусматриваются операции, связанные с нагревом деталей, т.е. термообработка, термомеханическая обработка, горячая прокатка, сварка и др. Результатом таких операций являются различные поверхностные повреждения и структурные изменения, которые трудно устранить без снятия деформированного слоя материала методами обработки резанием. Примером таких деформаций является обезуглероживание поверхностного слоя стальных деталей. Это явление это заключается в уменьшении содержания углерода в поверхностном слое изделий, полученных горячей прокаткой, которое происходит также при термообработке [2].

Следствием такого обезуглероживания является изменение структуры на чистый феррит в слое полного обезуглероживания и на ферритно-перлитную структуру в слое неполного обезуглероживания. Такие изменения структуры вызывают уменьшение микротвердости поверхностного слоя и уменьшение усталостной прочности и износостойкости. Существуют способы ограничения или устранения возможности образования обезуглероженного слоя, например, применение защитных атмосфер, специальных глубинных печей или покрытие поверхности специальными защитными пастами, но по экономическим соображениям (высокая стоимость защитных газов, термообработки в специальных печах) или по технологическим (неравномерность нагрева в вакуумных печах, трудности быстрого охлаждения, продолжительность нагрева, невозможность местного нагрева, ограниченная температура нагрева, слишком большие габаритные размеры и др.) их применить нельзя. Кроме того, применяется увеличение размеров и припусков деталей, снимаемых обработкой резанием.

3. Применение пневмошарикового наклепа для обработки деталей с обезуглероженным слоем

Устранение отрицательного влияния обезуглероживания на предел усталостной прочности возможен различными методами, но одним из самых дешевых - это пневмошариковый наклеп, являющийся разновидностью ППД, в котором рабочими элементами являются малые подшипниковые шарики, разгоняемые сжатым воздухом до скоростей 10 - 15 м/с. Применение специальных эжекторных сопел обеспечивает самостоятельный возврат шариков в зону разгона и непрерывную обработку вращающейся и перемещающейся обрабатываемой детали. Благодаря многократным ударам частиц по обрабатываемой поверхности, в поверхностном слое образуются остаточные сжимающие напряжения, поверхностный слой упрочняется и сглаживаются впадины микронеровностей. Все эти изменения вызывают повышение усталостной прочности деталей, работающих при знакопеременных нагрузках таких как пружины, рессоры, торсионные валики и др.

Указанный комплекс изменений поверхностного слоя в значительной степени устраняет отрицательное влияние различных поверхностных дефектов в том числе и обезуглероживания [3, 5].

4. Методика проведенных исследований

Целью проводимого эксперимента являлось определение возможности таких изменений поверхностного обезуглероженного слоя обработкой пневмошариковым наклепом, чтобы устранить его отрицательные последствия. Исследования проведены на образцах, изготовленных из стали 51CrV4 с поверхностным слоем, обезуглероженным во время горячей прокатки. Такое обезуглерожение недопустимо в деталях типа пружин (тарельчатых, плоских, торсионных). В промышленных условиях такой слой снимается обработкой разанием.

Процесс пневмошарикового наклепа проводился на специальной установке, изготовленной на кафедре технологии машиностроения и организации производства Жешувской политехники [4]. Процесс наклепа выполнялся шариками диаметром 2, 2,5 и 3 мм при давлениях разгоняющего воздушного потока 0,3; 0,35 и 0,4 МПа и времени обработки соответственно 10, 15 и 20 минут.

Усталостные испытания проводились на электромагнитной резонансной установке TIRAVIB при частотах нагружения 550 – 600 Гц методом Диксона (метод лестницы), используя для каждого варианта по 16 – 18 образцов.

Исследования проведены по плану эксперимента Hartley'a PS/DS.-P-Ha, в котором на двух уровнях изменялись: диаметры шариков, давление воздуха и время обработки, а измеряемым параметром был предел усталостной прочности.

5. Результаты усталостных испытаний образцов

Предел усталостной прочности при двустороннем изгибе для образцов без пневмошарикового наклепа, определенный на резонансной установке равнялся 387,8 МПа. Во всех одиннадцати исследованных вариантах наблюдалось значительное повышение предела усталости исследованной стали, причем в варианте, в котором приращение предела усталости было наименьшее предел этот равнялся 439,03 МПа т.е. на 13,2% больше, чем в варианте без наклепа. Самое большое повышение предела усталости исследованной стали было получено при варианте, где применялись самые малые шарики (2,0 мм), минимальное давление разгоняющего потока воздуха 0,3 МПа и более длительное время обработки (20 мин) и это составило 535,7 МПа т.е. на 39, 8% больше от варианта не наклепанного. Во всех остальных случаях измеренные пределы усталостной прочности находились в пределе от 447 МПа до 501,6 МПа т.е. возрастали по отношению к не

упрочненному варианту на 15,3 – 29,3%. Результаты этих исследований показаны на рис. 1.

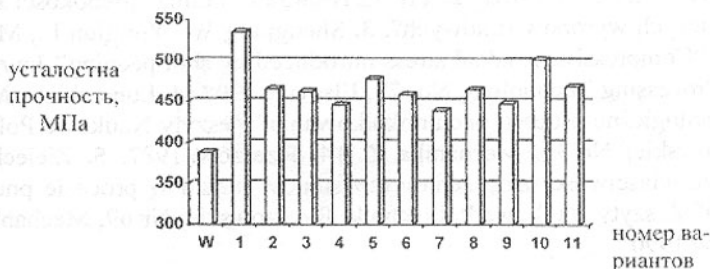


Рис. 1. Результаты исследований одиннадцати вариантов пневмошарикового наклепа образцов из пружинной стали 51CrV4 на предел усталостной прочности при симметричном изгибе на электромагнитной установке. W – вариант без упрочнения наклепом, 1 – 11 исследуемые варианты пневмошарикового наклепа

Проведенные испытания показывают что метод пневмошарикового наклепа весьма эффективно устраняет искажения поверхностного слоя, в исследуемом случае обезуглероживание и при правильном подборе параметров процесса, увеличение предела усталости может быть значительным.

6. Выводы

а. Разработанный на кафедре технологии машиностроения и организации производства метод и технологическая установка для пневмошарикового наклепа дает возможность обрабатывать плоские, цилиндрические и фасонные детали при небольшом количестве используемых шариков и их длительной работоспособности.

б. Проведенные эксперименты по пневмошариковому наклепу образцов из пружинной стали с обезуглероженным слоем во время горячей прокатки показали возможность значительного увеличения предела прочности при симметричном изгибе, который при наилучшем варианте возрастал на 37,9%, что полностью устраняло отрицательное влияние обезуглероживания.

с. Полученный результат имеет практическое значение: тарельчатые большие пружины из этой стали не требуют снятия резанием обезуглероженного слоя. Такие пружины после горячей прокатки необходимо подвергнуть обработке на специально разработанной установке методом пневмошарикового наклепа.

Данная работа была частично финансирована Министерством Науки и Информатизации по договору номер 1320/T07/2003/24.

Список литературы: 1. Przybylski W. „Technologia obróbki nagięciem”, WNT Warszawa 1987r. 2. PN-75/H-04506 „Pomiar głębokości odweglenia hutniczych wyrobów stalowych”. 3. Shengping W., Yongjun L., Mei Y., Renzhi W. “Compressive residual stress introduced by shot peening” Journal of Materials Processing Technology No. 73, Elsevier 1998. 4. Łunarski J. „Możliwości technologiczne procesu pneumokulkowania” Zeszyty Naukowe Politechniki Rzeszowskiej Nr 35, Mechanika Z. 14, Rzeszów 1987. 5. Zielecki W. „Polepszanie właściwości zmęczeniowych stopów metali w procesie pneumokulkowania” Zeszyty Naukowe Politechniki Rzeszowskiej Nr 69, Mechanika Z. 22, Rzeszów 1990

Слано в редакцию 28.05.03

Рекомендовано д.т.н., проф. Войнаровский Ю.

ВЛИЯНИЕ БИЕНИЯ СВЕРЛА НА СИЛЫ РЕЗАНИЯ ПРИ СВЕРЛЕНИИ

Малышко И.А., Коваленко В.И. (ДонНТУ, г. Донецк, Украина)

The article dedicated to determination of influencing of beats of a cutting tool on cutting forces at drilling.

Влиянию погрешности изготовления осевого инструмента на возникающие силы резания и, как следствие, на точность обработанных поверхностей, посвящены работы многих современных исследователей, в частности, в работе [1] рассмотрено определение действующих при сверлении сил при одностороннем резании; в этом случае нагруженной является только одна режущая кромка сверла, удаляющая удвоенную толщину среза (по сравнению с симметричным резанием).

Целью работы является рассмотрение асимметричного двухстороннего резания при сверлении и установление влияния биения сверла на силы резания при сверлении.

Асимметричное двухстороннее резание возникает при несимметричной заточке инструмента, когда осевое биение сверла B_o меньше подачи на зуб: $B_o < s_z$. В этом случае нагруженными являются обе режущие кромки сверла, но они работают в неодинаковых условиях: толщины среза для каждой кромки различны, возникающие радиальные силы резания также различны, что приводит к возникновению неуравновешенной радиальной составляющей силы резания ΔP_y . Рассмотрим определение толщин среза для указанного вида резания (рис. 1).

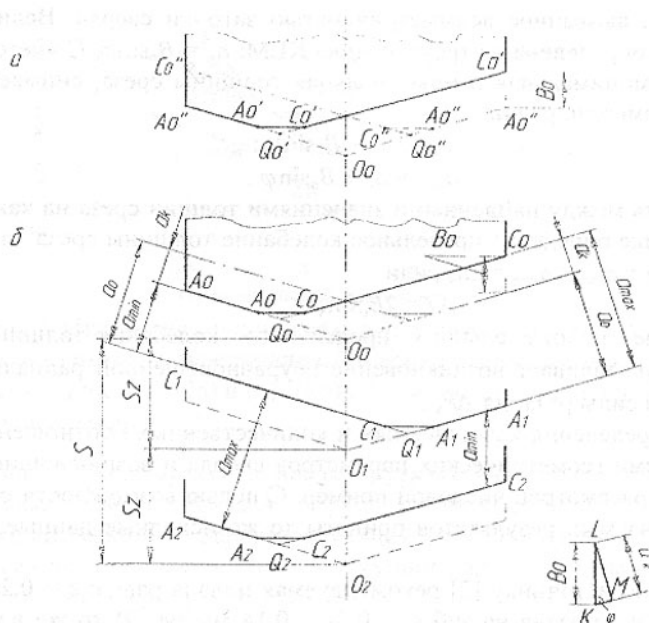


Рис. 1. Определение толщины среза при асимметричной заточке сверла, $B_o < s_z$: а) исходное положение; б) положение режущих кромок после поворота сверла на пол-оборота и 1 оборот

Исходное положение режущих кромок сверла (рис. 1а) - $A'_o A''_o$ и $C'_o C''_o$ (Q'_o и O_o - воображаемая вершина сверла соответственно при асимметричной и симметричной заточке). При повороте сверла (без рабочей подачи) на 180° соответствующие режущие кромки займут положение $A''_o A'_o$ и $C''_o C'_o$; новое положение вершины сверла - Q''_o . При сравнении положения режущих кромок сверла до и после поворота на 180° определится погрешность заточки сверла в осевом направлении: $B_o = C'_o A''_o$.

На рис. 1б (сплошными линиями) показано три положения режущих кромок сверла при его перемещении с рабочей подачей: $A_o A_o$ и $C_o C_o$ - исходное положение; $A_1 A_1$ и $C_1 C_1$ - положение после поворота на 180° ; $A_2 A_2$ и $C_2 C_2$ - соответственно после поворота на 360° . Здесь: $s_z = O_o O_1 = O_1 O_2$ - подача на зуб; $s = O_o O_2$ - подача сверла на оборот.

Если бы заточка сверла была строго симметричной, каждая из режущих кромок снимала бы толщину среза, равную a_o . Вследствие асимметричности заточки толщина среза для одной режущей кромки (CC) будет меньше значения a_o : $a_{CC} = a_{min} = a_o - a_k$, а для второй кромки (AA) - соответственно больше величины a_o : $a_{AA} = a_{max} = a_o + a_k$, где a_k - изменение толщи-

ны стружки, вызванное асимметричностью заточки сверла. Величина a_k может быть определена из треугольника KLM: $a_k = B_o \sin \varphi$. С учетом этого выражения минимальная и максимальная толщины среза, снимаемые режущими кромками, равны:

$$a_{\min} = a_o - B_o \sin \varphi; \quad (1)$$

$$a_{\max} = a_o + B_o \sin \varphi. \quad (2)$$

Разность между найденными значениями толщин среза на каждой режущей кромке определит предельное колебание толщины среза для сверла в целом: $\Delta a = a_{\max} - a_{\min} = 2a_k$, или

$$\Delta a = 2B_o \sin \varphi. \quad (3)$$

Наличие положительного предельного колебания толщины среза $\Delta a > 0$ обуславливает возникновение неуравновешенной радиальной составляющей силы резания ΔP_y .

Для определения качественных и количественных соотношений между значениями геометрических параметров сверла и возникающими силами резания рассмотрен числовой пример. С целью возможности сопоставления получаемых результатов приняты те же исходные данные, что и в работе [1].

Согласно источнику [2] рекомендуемая подача равна: $s = 0,28$ мм/об; следовательно, подача на зуб $s_z = 0,5s = 0,14$ мм/зуб. В то же время, для принятых условий резания допуск осевого биения составляет $B_o = 0,08$ мм [3]. Так как $\{B_o = 0,08 \text{ мм}\} < \{s_z = 0,14 \text{ мм/зуб}\}$, то имеет место рассмотренный выше случай асимметричного двухстороннего резания.

В настоящей работе принята та же методика определения сил резания при сверлении, что и в работе [1]. При асимметричном двухстороннем резании в работе участвуют обе режущие кромки, причем одна из них будет снимать минимальную толщину среза $a_{\min,i}$, а вторая — максимальную $a_{\max,i}$; разность толщин резания $\Delta a_i = a_{\max,i} - a_{\min,i}$. Наличие $\Delta a_i > 0$ приводит к тому, что возникают неуравновешенные составляющие силы резания: ΔP_{zi} — сила, действующая в направлении главного движения; ΔP_{Ni} — составляющая силы резания, направленная по нормали к режущей кромке инструмента; ΔP_{yi} — радиальная сила резания.

Для получения общих закономерностей по асимметричной обработке одновременно как по двухстороннему, так и по одностороннему резанию, по методике, приведенной в работе [1], определены значения анализируемых параметров для сверл с винтовой передней поверхностью также и для случая одностороннего резания. Представляет интерес наглядное изображение некоторых основных параметров, полученных в настоящем исследовании и в работе [1]. На рис. 2 показано изменение вдоль режущей кромки сверла толщин среза.

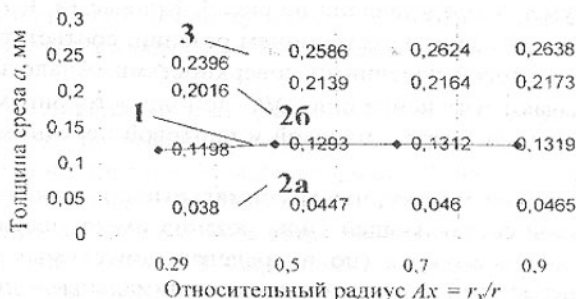


Рис. 2. Изменение толщин среза вдоль режущей кромки сверла: 1 — симметричное резание; 2 — асимметричное двухстороннее резание: a_{min} (2а) и a_{max} (2б); 3 — асимметричное одностороннее резание

На рис. 2 каждому из 4-х анализируемых интервалов соответствует определенная расчетная точка $A_x = r_x / r$, которая представляет собой безразмерный коэффициент, характеризующий положение произвольной точки режущей кромки сверла, где r_x — текущий радиус произвольной точки режущей кромки, r — радиус сверла).

Кривая 1 иллюстрирует изменение толщин среза при симметричной заточке сверла. При асимметричной двухсторонней заточке режущие кромки нагружены неравномерно: кривые 2а и 2б показывают соответственно минимальные и максимальные величины толщин резания. При значительной величине осевого биения осуществляется одностороннее резание; при этом толщина среза является максимальной (кривая 3).

Изменение неуравновешенных радиальных сил резания вдоль режу-

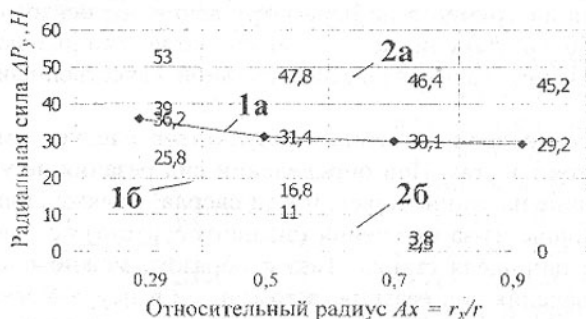


Рис. 3 Изменение радиальной составляющей силы резания вдоль режущей кромки сверла; 1 — двухстороннее резание: 1а и 1б — для сверл с плоскими и винтовыми передними поверхностями соответственно; 2 — одностороннее резание: 2а и 2б — для сверл с плоскими и винтовыми передними поверхностями соответственно

щей кромки инструмента представлено на рис. 3. Кривые 1а и 1б показывают изменение сил ΔP_y при двухстороннем резании, соответственно для сверл с плоской и винтовой передними поверхностями. Аналогично, кривые 2а и 2б показывают изменение сил ΔP_y при одностороннем резании, соответственно также для сверл с плоской и винтовой передними поверхностями.

Из анализа графиков следует, что максимальные колебания неуравновешенной радиальной составляющей силы резания имеет место при применении относительно неточных (но в пределах допустимых значений) сверл с плоскими передними поверхностями, а минимальные — для относительно точных сверл с винтовыми передними поверхностями.

Анализ полученных в работе результатов (а также табл. 4 работы [1]) показывает, что при асимметричном резании (одно- и двухстороннем) наблюдаются общие закономерности, указанные ниже.

1) При перемещении расчетной точки от сердцевины сверла к периферии составляющие сил резания уменьшаются как для сверл с плоской, так и с винтовой передней поверхностями. Это объясняется возрастанием переднего угла в нормальной секущей плоскости γ_n и, соответственно, увеличением угла скалывания θ .

2) Применение сверл с винтовой передней поверхностью (по сравнению с плоской поверхностью) значительно (до трех раз) уменьшает возникающие вследствие асимметричной заточки сверла радиальные составляющие силы резания. Это объясняется резким увеличением значений переднего угла в нормальной секущей плоскости γ_n для сверл с винтовой передней поверхностью по сравнению с плоской поверхностью.

Сравнение результатов расчетов, проведенных для случаев двух- и одностороннего резания, убедительно показывает, что повышение точности изготовления инструмента по параметру величины осевого бисения существенно (до 50 - 60 %) снижает возникающие неуравновешенные радиальные силы резания. Таким является основной качественный вывод исследования.

С точки зрения количественных результатов следует иметь в виду следующие обстоятельства. При определении сил резания не учитывались силы, действующие на задние поверхности сверла, а также силы, дополнительно возникающие из-за смещения (эксцентриситета) оси сверла по отношению к оси шпинделя станка. Таким образом, можно предположить, что реальные значения сил резания, в том числе и неуравновешенных радиальных составляющих, будут выше определенных расчетом, что свидетельствует о значимости исследуемого вопроса.

Полученные результаты могут рассматриваться как исходный материал для последующих расчетов, связанных с точностью обрабатываемых

отверстий – например, для определения увода оси отверстия, погрешностей формы обработанной поверхности в продольном сечении.

Список литературы: 1. . Малышко И.А., Коваленко В.И. Особенности одностороннего резания при сверлении // Прогрессивные технологии и системы машиностроения: Международный сб. научных трудов. – Донецк: ДонНТУ, 2003, Вып. 24. С. 82 - 88. 2. Справочник технолога-машиностроителя. В 2-х т. Т. 2. Под ред. А.М. Дальского. - М.: Машиностроение -1, 2001. - 944 с. 3. Справочник инструментальщика/ И.А. Ординарцев, С.Г. Филиппов, А.Н. Шевченко и др.; Под общ. ред. И.А. Ординарцева. – Л.: Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1987. – 846 с.

Слано в редакцию 29.05.03

Рекомендовано д.т.н., проф. Матюха П.Г.

РАСЧЕТ КАБЕЛЬ-КАНАТА С УЧЕТОМ ИЗГИБА

Мамаев Л.М., Самойленко Д.С., Шитиков Д.А.

(ДГТУ, г. Днепродзержинск, Украина)

The questions of the calculation of the cableropes taking into account the simultaneous bending and torsional strains of the prestressed straight section of a cablerope are considered.

При изгибе каната наружные волокна растягиваются, вызывая расхождение их, внутренние волокна со стороны вогнутости сжимаются.

Проволоки или пряди в канате не всегда свиваются с плотным тангенциальным контактом. Однако, при изгибе каната со слабым сердечником в области его вогнутости зазор между ними выбирается и возникает область тангенциального контакта 2τ (рис. 1).

Это объясняется тем, что канат набегает на блок или барабан с большим натяжением, поэтому реально мы имеем дело с изгибом предварительно напряженного каната.

При переходе системы с одного напряженного состояния в другое, который сопро-

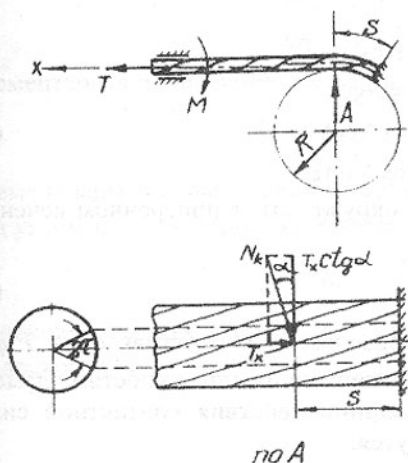


Рис. 1.

вождается большими перемещениями, принцип независимости действия сил неприменим, поэтому мы будем рассматривать совместные деформации изгиба и кручения предварительно напряженного прямого каната.

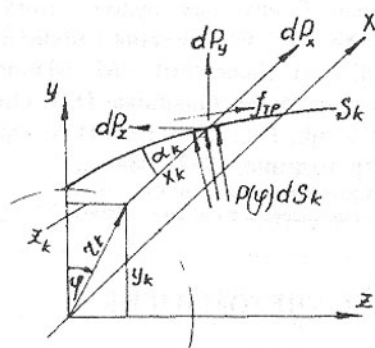


Рис. 2.

При определении равнодействующих сил и моментов тангенциальной контактной нагрузки будем пренебрегать при изогнутом состоянии каната, ибо это приводит к величинам второго порядка малости относительно кривизны [1].

Выберем координаты x, y, z так, чтобы ось y проходила через середину линии контакта S_k (рис. 2). Тогда уравнение S_k в параметрической форме запишется:

$$\begin{aligned} x &= r \varphi \operatorname{tg} \alpha_k; \\ y &= r_k \cos \varphi; \\ z &= r_k \sin \varphi. \end{aligned} \quad (1)$$

Радиус линии контакта S_k определится равенством:

$$r_k = r \cos \Delta, \quad (2)$$

где r — радиус оси проволоки или пряди.

Уравнение S_k с учетом (2) запишется так:

$$\begin{aligned} x &= r \varphi \operatorname{tg} \alpha_k; \\ y &= r \cos \Delta \cos \varphi; \\ z &= r \cos \Delta \sin \varphi. \end{aligned} \quad (3)$$

Оси проволок или прядей делят окружность в поперечном сечении каната на m равных частей, поэтому

$$\Delta = \frac{\pi}{m}. \quad (4)$$

Вдоль линии S_k действует распределенная контактная сила $P(\varphi)$, которая направлена по нормали к контактирующим поверхностям элементов каната. Направляющие косинусы линии действия контактной силы $P(\varphi)$ в системе координат x, y, z запишутся:

$$\begin{aligned}k_p &= \frac{r}{\delta} \sin 2\Delta \operatorname{tg} \alpha_k; \\l_p &= 2 \frac{r}{\delta} \sin \Delta \sin \varphi; \\m_p &= -2 \frac{r}{\delta} \sin \Delta \cos \varphi,\end{aligned}\tag{5}$$

где δ - диаметр проволоки или пряди.

В расчет войдут и силы трения, направленные по касательной к линии контакта

$$f_{\text{тр}} = \mu P(\varphi),\tag{6}$$

где μ - коэффициент трения.

Направляющие косинусы для сил трения определим как для касательной t к линии контакта при $\alpha = \alpha_k$

$$\begin{aligned}k_f &= \cos \alpha_k; \\l_f &= -\sin \alpha_k \cdot \sin \varphi; \\m_f &= \sin \alpha_k \cdot \cos \varphi.\end{aligned}\tag{7}$$

Тогда проекции элементарных сил запишутся так:

$$\begin{aligned}dP_x &= P(\varphi)(k_p + \mu k_f) dS_k; \\dP_y &= P(\varphi)(l_p + \mu l_f) dS_k; \\dP_z &= P(\varphi)(m_p + \mu m_f) dS_k.\end{aligned}\tag{8}$$

Момент этих сил относительно осей координат x, y, z будет

$$\begin{aligned}dm_x &= z dP_y - y dP_z; \\dm_y &= z dP_x - x dP_z; \\dm_z &= y dP_x - x dP_y.\end{aligned}\tag{9}$$

Элементарная длина линии контакта равна:

$$dS_k = \frac{r_k d\varphi}{\sin \alpha_k} = \frac{r \cos \Delta}{\sin \alpha_k} d\varphi.\tag{10}$$

Элемент каната испытывает контактное давление $P(\varphi)$, которое действует под углом ψ к оси v (рис. 3). Угол ψ находим из уравнения:

$$\cos \psi = \frac{r \sin 2\Delta}{\delta \cos \alpha}.\tag{11}$$

Проекция давления $P(\varphi)$ на ось v создает поперечную нагрузку на элемент в плоскости (v, t) :

$$W(\varphi) = P(\varphi) \cos \psi = \frac{r \sin 2\Delta}{\delta \cos \alpha} P(\varphi).\tag{12}$$

В соответствии с выражениями (10) и (12) элементарная контактная сила будет:

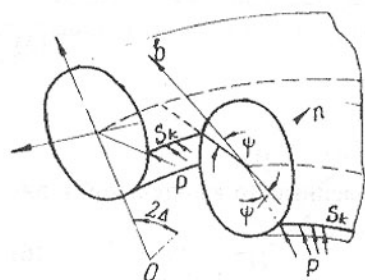


Рис. 3.

$$P(\varphi)dS_k = W(\varphi) \frac{\delta \cos \alpha}{2 \sin \Delta \sin \alpha_k} d\varphi \quad (13)$$

Поперечную нагрузку $W(\varphi)$ в упрощенном виде можно записать так:

$$W(\varphi) = \frac{\Phi \cos \varphi - \cos(\tau + \Delta)}{2 \sin \Delta} \quad (14)$$

Величина области тангенциального контакта элементов каната со стороны его вогнутости 2τ (рис. 3) во многом определяется начальным тангенциальным зазором, связанным

с рядом случайных, трудно поддающихся точному учету факторов. Однако, простые рассуждения показывают, что при достаточном изгибе каната, тангенциальный контакт стремится охватить всю вогнутую часть каната. Если канат свит плотно, с натягом, то его изгиб сопровождается образованием зазоров, стремящихся охватить всю его выпуклую часть, оставляя вогнутую часть в состоянии тангенциального контакта. Это дает основания величину угла усредненно принять:

$$\tau = \frac{\pi}{2}.$$

Входящий в расчет коэффициент Φ равен:

$$\Phi = \frac{T}{m \cos^2 \alpha} + m \frac{EI}{r^2} \sin^4 \alpha \cos \alpha, \quad (15)$$

где T - натяжение каната; EI - изгибная жесткость элемента каната.

Из многих факторов равенств (8) и (9) нас будут интересовать осевая сила

$$P_x = - \int_{S_k} dP_x \quad (16)$$

и крутящий момент

$$m_x = - \int_{S_k} dm_x. \quad (17)$$

Осевая сила принята отрицательной, так как она направлена в сторону сжатия каната. С учетом вышеизложенного, после преобразований и интегрирования получим:

$$P_x = -k_1 \Phi \frac{r}{R} [\sin \tau - \tau \cos(\tau + \Delta)] \frac{\sin \alpha}{\sin \alpha_k} \operatorname{ctg} \Delta; \quad (18)$$

$$m_x = -\frac{k_2}{k_1} P_x r \operatorname{ctg} \alpha; \quad (19)$$

$$\left. \begin{aligned} k_1 &= 1 + \mu \frac{\delta \cos \alpha_k}{r \sin 2\Delta} \operatorname{ctg} \alpha; \\ k_2 &= 1 - \mu \frac{\delta \sin \alpha_k}{r 2 \sin \Delta} \end{aligned} \right\} \quad (20)$$

В многослойном канате контактная нагрузка суммируется по всем n слоям проволок или прядей

$$T_x = \sum_i^n P_x^{(i)}; \quad M_x = \sum_i^n m_x^{(i)}. \quad (21)$$

Эта контактная нагрузка является дополнительной к действовавшей ранее рабочей нагрузке в прямом канате и вызывает удлинение оси каната при изгибе, т.е. при изгибе каната кроме преодоления его упругих сил, необходимо еще приложить обратную по знаку контактными силами внешнюю нагрузку.

$$T_k = -T_x; \quad M_k = -M_x \quad (22)$$

Продольная сила T_k вызывает удлинение оси каната при изгибе. Крутящий момент M_k реализуется в зависимости от характера закрепления концов каната. Если контуры каната закреплены от вращения жестко, то этот момент реализуется реакцией закрепления. При свободных концах крутящий момент реализуется только внутренними упругими силами, вызывая его поворот.

В реальных условиях закрепление концов изгибаемого отрезка каната на блоке вследствие податливости его прямой ветви является упругим. Тогда момент M_k реализуется внутренними упругими силами в изогнутой его части, вызывая поворот прямолинейной ветви каната. Полученные зависимости показывают наличие упругоконтактной связи между изгибом, растяжением и кручением. Связь эта односторонняя, т.е. она существует только при наличии изгиба каната.

Список литературы: 1. Глушко М.Ф. Стальные канаты, Киев, «Техника», 1966.

Сдано в редакцию 24.04.03
Рекомендовано д.т.н., проф. Прутяну О.

ИЗМЕНЕНИЯ ТВЕРДОСТИ ПО ГЛУБИНЕ ОТ ПОВЕРХНОСТИ ОБРАЗЦОВ, ОБРАБОТАННЫХ ПО СРАВНИВАЕМЫМ СХЕМАМ ТОРЦОВОГО ШЛИФОВАНИЯ

Мамедов А.М., Сейфу Тирфие (АзТУ, г. Баку, Азербайджан)

Comparative researches of influence of the grinding circuit on change of surface layer hardness of work-pieces have been carried out. Minor alteration

$$\left. \begin{aligned} k_1 &= 1 + \mu \frac{\delta \cos \alpha_k}{r \sin 2\Delta} \operatorname{ctg} \alpha; \\ k_2 &= 1 - \mu \frac{\delta \sin \alpha_k}{r 2 \sin \Delta}. \end{aligned} \right\} \quad (20)$$

В многослойном канате контактная нагрузка суммируется по всем n слоям проволок или прядей

$$T_x = \sum_i^n P_x^{(i)}; \quad M_x = \sum_i^n m_x^{(i)}. \quad (21)$$

Эта контактная нагрузка является дополнительной к действовавшей ранее рабочей нагрузке в прямом канате и вызывает удлинение оси каната при изгибе, т.е. при изгибе каната кроме преодоления его упругих сил, необходимо еще приложить обратную по знаку контактным силам внешнюю нагрузку.

$$T_k = -T_x; \quad M_k = -M_x \quad (22)$$

Продольная сила T_k вызывает удлинение оси каната при изгибе. Крутящий момент M_k реализуется в зависимости от характера закрепления концов каната. Если контуры каната закреплены от вращения жестко, то этот момент реализуется реакцией закрепления. При свободных концах крутящий момент реализуется только внутренними упругими силами, вызывая его поворот.

В реальных условиях закрепление концов изгибаемого отрезка каната на блоке вследствие податливости его прямой ветви является упругим. Тогда момент M_k реализуется внутренними упругими силами в изогнутой его части, вызывая поворот прямолинейной ветви каната. Полученные зависимости показывают наличие упругоконтактной связи между изгибом, растяжением и кручением. Связь эта односторонняя, т.е. она существует только при наличии изгиба каната.

Список литературы: 1. Глушко М.Ф. Стальные канаты, Киев, «Техника», 1966.

Сдано в редакцию 24.04.03
Рекомендовано д.т.н., проф. Прутяну О.

ИЗМЕНЕНИЯ ТВЕРДОСТИ ПО ГЛУБИНЕ ОТ ПОВЕРХНОСТИ ОБРАЗЦОВ, ОБРАБОТАННЫХ ПО СРАВНИВАЕМЫМ СХЕМАМ ТОРЦОВОГО ШЛИФОВАНИЯ

Мамедов А.М., Сейфу Тирфие (АзТУ, г. Баку, Азербайджан)

Comparative researches of influence of the grinding circuit on change of surface layer hardness of work-pieces have been carried out. Minor alteration

of hardness of the work-pieces processed under the new circuit of grinding is revealed. The previous researches' conclusions about insignificant thermal and plastic deformation of a surface layer are confirmed.

При изготовлении режущих инструментов из инструментальных сталей широко применяются быстрорежущие стали, работающие в условиях значительного силового нагружения и нагрева лезвия инструмента. В отличие от других инструментальных сталей быстрорежущие стали обладают высокой теплостойкостью, т.е. способностью сохранять мартенситную структуру при нагреве до $600 - 650^{\circ}\text{C}$ и соответственно высокую твердость (по Роквеллу — $68 \div 71 \text{ HRC}$, или по Виккерсу — $894 \div 1076 \text{ HV}$), прочность и износостойкость при повышенных температурах, возникающих в режущей кромке при резании с большой скоростью [1].

Среди известных составов быстрорежущих сталей широко применяется сталь Р6М5. Как при изготовлении объекта производства из указанной стали, так и при его эксплуатации, сила и температура резания оказывают влияние на формирование поверхностного слоя. Под влиянием, выделяющегося при шлифовании, тепла в поверхностных слоях происходит разложение мартенсита, приводящее к уменьшению его объема и, следовательно, трещинам [2,3].

Наряду с процессами, вызывающими образование трещин на поверхности, также происходит изменение по глубине материала от поверхности, которое в зависимости от его структурного состояния вызывает разупрочнение и упрочнение материала. В результате происходит изменение механических и физических свойств поверхностного слоя, отличающиеся от исходного материала.

В работе [1] отмечается, что при больших скоростях резания в результате действия высоких температур происходит разупрочнение и глубина наклепа уменьшается. Толщина отпущенного слоя пониженной твердости для быстрорежущих сталей может при неправильной заточке достигать до $0,5-0,8 \text{ мм}$.

О накоплении высокой температуры в зоне резания и отсутствии достаточных условий отвода тепла из нее можно судить по наличию прижога, уменьшающего твердость и износостойкость поверхностного слоя детали.

Прижоги и трещины появляются при чрезмерно интенсивном съеме металла, при шлифовании слишком твердыми кругами, при недостаточном охлаждении. При появлении прижогов и трещин иногда приходится уменьшать интенсивность съема металла за счет поперечной подачи. Увеличение скорости детали, как правило, уменьшает опасность появления прижогов.

На основе проведенного анализа установлено, что для избежания понижения величины твердости обрабатываемого изделия необходимо создание условий, обеспечивающих уменьшение величины накопления тепла.

С целью выявления пути повышения качества обработки проведены сравнительные исследования влияния схемы шлифования на изменение твердости поверхностного слоя образцов.

Сравниваемыми схемами обработки явились схемы плоского шлифования торцом абразивного круга по обычному способу с возвратно-поступательным движением стола с заготовкой, широко применяемая на производстве, и новому способу с вращательным движением заготовки в приспособлении и возвратно-поступательным движением стола с этим приспособлением [4]. Шлифование исследуемых образцов проведено в условиях сравниваемых схем обработки без применения смазочно-охлаждающей жидкости. Обработка образцов проведена на режимах, определенных на основе оптимизации их параметров, соответственно, для новой и обычной схем обработки. В процессе обработки использован абразивный круг: ЧЦ 150Х80Х32 25А40П С1 5К 6Б. Режимы обработки являлись следующие:

- обычная схема: глубина резания $t = 0,01$ мм/дв.ход; скорость абразивного круга $V_{кр} = 18,8$ м/с; продольная подача стола $S = 1,0$ м/мин;
- новая схема: $t = 0,02$ мм/дв.ход; скорости 1-ой и 2-ой ступени вращения абразивного круга $V_{кр.1} = 18,8$ м/с, $V_{кр.2} = 37,6$ м/с; скорость вращения детали $V_{дет} = 28,0$ м/с; $S = 5,0$ м/мин.

Одной из разновидностей механических испытаний металлов является испытание на твердость. Среди подобного рода испытаний существует метод измерения твердости закаленных металлов при малой нагрузке, проводимый по методу Викерса при величине прикладываемой нагрузки от 2 до 20 Н.

Как известно, твердость по Виккерсу HV является безразмерной величиной и определяется из выражения [2]:

$$HV = \frac{0,189F}{d^2}, \quad (1)$$

где F – приложенная нагрузка, Н; d – длина диагоналей, мм.

Подготовка шлифов для измерения твердости состояла из следующих приемов. Электроэрозионным способом разрезались образцы в перпендикулярном обработанной поверхности сечении с последующей обработкой данного сечения на полировальном станке модели DAP-7 фирмы-изготовителя «Struers».

Подготовленные шлифы подвергались испытанию твердости на универсальном приборе (микроскоп ВХ60М, фотокамера РМ-20, микротвердомер МНТ-10V) фирм-изготовителей «Olympus / JVC / Sony» (рис. 1). При определении твердости приложенная нагрузка равнялась 10 Н, а продолжительность ее воздействия равнялась 10 с (рис. 2).

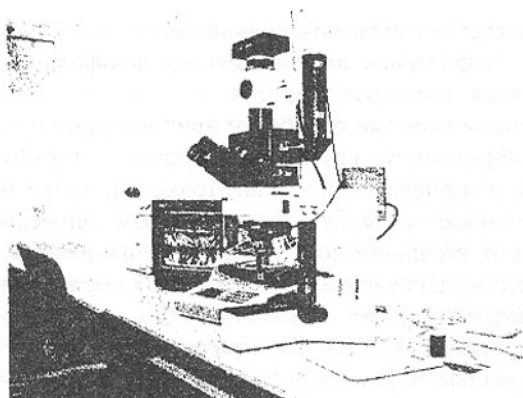


Рис. 1. Универсальный прибор - микроскоп-фотокамера-микротвердомер



Рис. 2. Отпечатки алмазного индентора на поверхности испытываемого образца из быстрорежущей стали Р6М5, обработанного по новой схеме шлифования

По результатам проведенных исследований построен график количественной оценки твердости по глубине слоя быстрорежущей стали, обработанной соответственно по сравниваемым схемам шлифования (рис. 3).

Изменение твердости поверхностного слоя оценено по глубине h_n и степени изменения твердости u_n градиентом изменения твердости $u_{гр}$:

$$u_n = \frac{HV_{исх} - HV_{min}}{HV_{исх}} \cdot 100\%; \quad (2)$$

$$u_{гр} = \frac{HV_{исх} - HV_{min}}{h_n}, \quad (3)$$

где HV_{min} и $HV_{исх}$ — соответственно минимальная и исходная твердость по-

верхностного слоя металла.

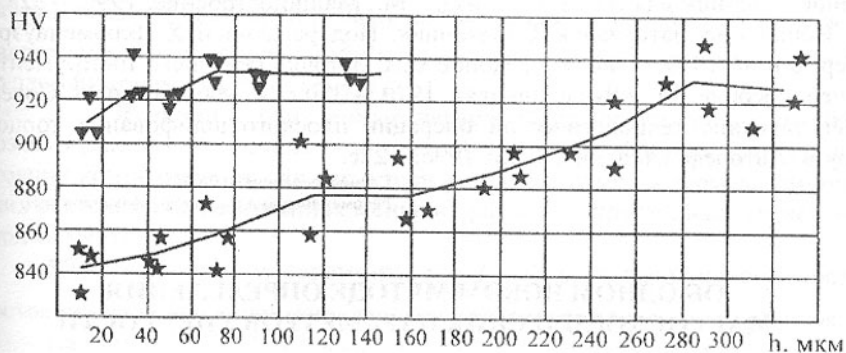


Рис. 3. Характер изменения твердости по глубине стали, обработанной по сравниваемым схемам шлифования (▽ – новая схема; ★ – обычная схема)

Полученные экспериментальные величины усреднены и после подстановки в формулы (2 и 3) показатели u_n и $u_{гр}$ для образцов, обработанных соответственно по обычной ($u_{н.об.}$, $u_{гр.об.}$) и новой ($u_{н.н.}$, $u_{гр.н.}$) схемам шлифования, приобретают следующие значения:

$$u_{гр.об.} = \frac{924 - 843}{330} = 0,245 \text{ HV/мкм}; \quad u_{н.об.} = \frac{924 - 843}{924} \cdot 100\% = 8,77\%;$$

$$u_{гр.н.} = \frac{934 - 909}{330} = 0,076 \text{ HV/мкм}; \quad u_{н.н.} = \frac{934 - 909}{934} \cdot 100\% = 2,68\%$$

По результатам вычислений установлено, что степень изменения твердости $u_{н.об.}$ по глубине образцов, обработанных по обычной схеме, в 3,27 раза выше, чем степень изменения твердости $u_{н.н.}$ по глубине образцов, обработанных по новой схеме. Из-за разницы глубин измененной твердости образцов, сравнение показателей градиента изменения твердости проведено с расчетом этой величины для новой схемы шлифования на той же глубине от поверхности, что и для обычной схемы. С этих позиций $u_{гр.об.} = 3,22 u_{гр.н.}$

Таким образом, сравниваемые величины демонстрируют значительное преимущество новой схемы шлифования относительно обычной схемы. Незначительное изменение твердости на малой глубине от поверхности образцов, обработанных по новой схеме шлифования, подтверждает выводы предыдущих исследований о незначительной тепловой и пластической деформации поверхностного слоя из-за благоприятных условий отвода тепла и продуктов износа из зоны резания, ведения процесса обработки в режиме самозаточки, снижения величины эффективной мощности резания, что в совокупности приводит к повышению качества обработки.

Список литературы: 1. Лахтин Ю.М., Леонтьева В.П. Материаловедение: Учебник для ВТУЗ. – 3-е изд. – М.: Машиностроение, 1990. – 528 с. 2. Испытание материалов. Справочник. Под редакцией Х. Блюменауэра. Пер. с нем. 1979. – 448 с. 3. Попов С.А. Заточка режущего инструмента. Учеб. пособие. М., «Выш. школа», 1970. – 320 с. 4. Мамедов А.М. Совершенствование технологической операции плоского шлифования торцом круга. Автореф. канд. дис., Баку, 1996. – 22с.

Сдано в редакцию 6.05.03

Рекомендовано д.т.н., проф. Михайлов А.Н.

ОБ ОДНОМ НОВОМ МЕТОДЕ ОПРЕДЕЛЕНИЯ МАКРОСКОПИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ УПРУГОСТИ

Марина В. (ТУМ, Кишинёв, Молдова)

One suggest the study of a polycrystalline by the intermidiate of a new structural model. The volume element V_0 , being homogeneous at a macroscopical scale, is considered to be composed of an infinite number of kinematically connected subelements with different thermomechanical features.

1. Постановка задачи. Гранулированные композиты (армированные такими элементами, у которых все размеры являются величинами одного порядка) разнообразны по своей природе: от дисперсионно-упрочнённых сплавов и синтетических пенопластов до облученных нейтронами металлов, имеющих дисперсные вакансии. Поликристаллические тела также относятся к этому классу композитных материалов. Как правило, в объёмах, размеры которых существенно превосходят характерные размеры структурных элементов (подэлементов), эти материалы имеют статистически однородную структуру.

Пусть V_0 – область, которую занимает один макроэлемент тела, S_0 – ограничивающая его поверхность, $\tilde{t}_{ij}, \tilde{d}_{ij}$ – соответственно тензоры напряжений и деформаций в каждой точке области V_0 . Внутри области V_0 удовлетворяются уравнения равновесия сплошной среды и геометрические соотношения Коши

$$\tilde{t}_{ij,j} + \rho b_i = 0, \quad d\tilde{d}_{ij} = \frac{1}{2} \left[(du_i)_{,j} + (du_j)_{,i} \right] \quad (1.1)$$

А на поверхности S_0 выполняются следующие граничные условия:

$$d\tilde{u} / S_0 = du_i = dd_{ij} x_j, \quad dd_{ij} = const, \quad p_i^{(n)} / S_0 = t_{ij} n_j, \quad t_{ij} = const. \quad (1.2)$$

Здесь через d_{ij} и t_{ij} обозначены тензоры макроскопических деформаций и напряжений; $\tilde{u}_i$ микроперемещение, связанное с перемещением

микроточки в объеме V_0 . Наряду с вектором микроперемещений $\tilde{u}_i$, вводится в рассмотрение вектор макроперемещений $\tilde{u}_i$, который относится к макроточке и представляет собой среднее от вектора микроперемещений по элементарному макрообъёму V_0 .

Величины, отмеченные черточкой, относятся к микроточке, поэтому дают более полное описание напряженно-деформированного состояния композита, так как характеризуют изменяемость термомеханических состояний на расстояниях меньших размеров структурных элементов (подэлементов).

Макроскопические параметры t_{ij} , d_{ij} , $\tilde{u}_i$ описывают изменяемость состояний на расстояниях, значительно больших размеров подэлементов.

На основе (1.1), (1.2), выводятся известные теоремы микромеханики:

$$t_{ij} = \langle \tilde{t}_{ij} \rangle = \frac{1}{V_0} \int_{V_0} \tilde{t}_{ij} dV, \quad dd_{ij} = \langle d\tilde{d}_{ij} \rangle = \frac{1}{V_0} \int_{V_0} d\tilde{d}_{ij} dV, \quad (1.3)$$

$$\langle \tilde{t}_{ij} d\tilde{d}_{ij} \rangle = \langle \tilde{t}_{nn} \rangle \langle d\tilde{d}_{nn} \rangle, \quad (1.4)$$

где $\langle \rangle$ - знак осреднения по объёму V_0 .

Заметим, что на основе (1.3)-(1.4) нельзя переходить от микросостояния к макросостоянию. Из (1.3)-(1.4) видно, что усреднения по объёму напряжений, деформаций и их скалярных произведений зависят единственным образом от данных на поверхности S_0 . Однако, не все микроскопические переменные обладают этими специфическими свойствами, ряд средних значений от микровеличин отличаются от аналогичных макроскопических мер. В частности в [2] было показано, что естественные макромеры пластической работы отличаются от усреднений по объёму своих микромер. Естественно, что для анализа следует использовать переменные, для которых не требуется обращение к каким-либо частным определяющим законам. Большой интерес представляет исследование закономерности изменения произведений девиаторных $\tilde{\sigma}_{ij}$, $\tilde{\varepsilon}_{ij}$ или шаровых величин $\tilde{\sigma}_0$, $\tilde{\varepsilon}_0$:

$$\tilde{\sigma}_{ij} = \tilde{t}_{ij} - \frac{1}{3} \tilde{t}_{nn} \delta_{ij}, \quad \tilde{\varepsilon}_{ij} = \tilde{d}_{ij} - \frac{1}{3} \tilde{d}_{nn} \delta_{ij}, \quad \tilde{\sigma}_0 = \frac{1}{3} \tilde{t}_{nn}, \quad \tilde{\varepsilon}_0 = \frac{1}{3} \tilde{d}_{nn}$$

в различных процессах обратимого или необратимого деформирования.

Соотношение типа

$$\Delta = \langle \tilde{\sigma}_{ij} \dot{\tilde{\varepsilon}}_{ij} \rangle - \langle \tilde{\sigma}_{ij} \rangle \langle \dot{\tilde{\varepsilon}}_{ij} \rangle$$

которое названо несоответствием мер, зависит не только от данных на поверхности конгломерата но и от его структурных особенностей. Так

как в двух предельных вариантах $\tilde{t}_{ij} = t_{ij}$ и $\tilde{d}_{ij} = d_{ij}$ несоответствие Δ , аннулируется, то всегда существует некоторая промежуточная схема взаимодействия между подэлементами, для которой Δ принимает экстремальное значение. В работе [3] сформулирован принцип, согласно которому во всех реальных взаимодействиях несоответствие Δ принимает экстремальное значение

$$\langle \tilde{\sigma}_{ij} \dot{\tilde{\epsilon}}_{ij} \rangle - \langle \tilde{\sigma}_{ij} \rangle \langle \dot{\tilde{\epsilon}}_{ij} \rangle = Extr. \quad (1.5)$$

В силу равенства (1.4) для шаровых компонент можно записать аналогичное выражение

$$\langle \tilde{\sigma}_0 \dot{\tilde{\epsilon}}_0 \rangle - \langle \tilde{\sigma}_0 \rangle \langle \dot{\tilde{\epsilon}}_0 \rangle = Extr. \quad (1.6)$$

Когда несоответствие (1.5) принимает минимальное значение, тогда несоответствие (1.6) принимает максимальное значение. Для учета явления самосогласования процессов деформирования вводятся в рассмотрение еще напряжения и деформации на уровне элемента структуры. Пусть рассматриваемый структурный элемент имеет объем $\Delta \bar{V}$, тогда средние значения напряжения и деформации, определяются на основе соотношений

$$\bar{t}_{ij} = \langle \tilde{t}_{ij} \rangle_{\Delta \bar{V}} = \frac{1}{\Delta \bar{V}} \int_{\Delta \bar{V}} \tilde{t}_{ij} dV, \quad \bar{d}_{ij} = \langle \tilde{d}_{ij} \rangle_{\Delta \bar{V}} \quad (1.7)$$

С учетом этих обозначений представим случайные поля напряжений и деформаций в виде суммы математических ожиданий и флуктуаций

$$\begin{aligned} \tilde{t}_{ij} &= t_{ij} + \Delta \tilde{t}_{ij} + \Delta \tilde{t}_{ij}, & \Delta \tilde{t}_{ij} &= \tilde{t}_{ij} - t_{ij}, & \Delta \tilde{t}_{ij} &= \tilde{t}_{ij} - \bar{t}_{ij} \\ \tilde{d}_{ij} &= d_{ij} + \Delta \tilde{d}_{ij} + \Delta \tilde{d}_{ij}, & \Delta \tilde{d}_{ij} &= \tilde{d}_{ij} - d_{ij}, & \Delta \tilde{d}_{ij} &= \tilde{d}_{ij} - \bar{d}_{ij} \end{aligned} \quad (1.8)$$

Подставляя (1.8) в (1.4), (1.7) и учитывая в полученных соотношениях (1.3), (1.7) найдем

$$\left\langle \Delta \tilde{t}_{ij} \Delta \dot{\tilde{d}}_{ij} + \left\langle \Delta \tilde{t}_{ij} \Delta \dot{\tilde{d}}_{ij} \right\rangle_{\Delta \bar{V}} \right\rangle_{\Omega} = 0, \quad (1.9)$$

$$\left\langle \Delta \tilde{\sigma}_{ij} \Delta \dot{\tilde{\epsilon}}_{ij} + \left\langle \Delta \tilde{\sigma}_{ij} \Delta \dot{\tilde{\epsilon}}_{ij} \right\rangle_{\Delta \bar{V}} \right\rangle_{\Omega} = Extr. \quad (1.10)$$

где через Ω обозначаем фактор интегрирования на уровне элементов структуры; в случае поликристаллических материалов Ω совпадает с фактором ориентации зерен.

На основе принципов термодинамики можно показать, что

$$\left\langle \Delta \tilde{t}_{ij} \Delta \dot{\tilde{d}}_{ij} \right\rangle_{\Delta \bar{V}} \geq 0 \quad (1.11)$$

Тогда из (1.9) следует, что

$$\left\langle \Delta \tilde{t}_{ij} \Delta \dot{\tilde{d}}_{ij} \right\rangle_{\Delta \bar{V}} \leq 0 \quad (1.12)$$

Эффективность промежуточного уровня напряжений $\bar{\epsilon}_{ij}$ и деформаций $\bar{d}_{ij}$ следует из следующего выражения для флуктуаций напряжений и деформаций

$$\dot{\epsilon}_{ij} - \dot{\bar{\epsilon}}_{ij} = \bar{A}_{ijkl} (\dot{d}_{kl} - \dot{\bar{d}}_{kl}) + \Delta \dot{\epsilon}_{ij}, \quad \Delta \dot{\epsilon}_{ij} = \left\langle \bar{A}_{ijkl} (\dot{d}_{kl} - \dot{\bar{d}}_{kl}) \right\rangle \quad (1.13)$$

в которой симметрия тензора $\bar{A}_{ijkl}$ совпадает с симметрией тензора упругих характеристик конгломерата. Для поликристаллических материалов тензоры $\bar{A}_{ijkl}$ предполагаются изотропными. Таким образом на основе (1.13) получаем дополнительные уравнение связывающее макросостояние и микросостояние.

2. Статистическое приближение. В статическом приближении не учитывается влияние неоднородного поля напряжений и деформаций внутри элементов структур (зерен), на поведение конгломерата. Если предположить, что

$$\tilde{\epsilon}_{ij} \approx \bar{\epsilon}_{ij}, \quad \tilde{d}_{ij} \approx \bar{d}_{ij} \quad (2.1)$$

то основные уравнения (1.3)-(1.4), (1.9), (1.10) принимают вид

$$\epsilon_{ij} = \langle \tilde{\epsilon}_{ij} \rangle, \quad d_{ij} = \langle \tilde{d}_{ij} \rangle, \quad (2.2)$$

$$\langle \Delta \tilde{\epsilon}_{ij} \Delta \dot{\tilde{d}}_{ij} \rangle = 0, \quad (2.3)$$

$$\langle \Delta \bar{\sigma}_{ij} \Delta \dot{\bar{\epsilon}}_{ij} \rangle = Extr. \quad (2.4)$$

Выражения (2.2)-(2.4) и (1.13), в статистическом приближении, представляют замкнутую систему уравнений, на основе которой определяющие уравнения на макроскопическом уровне выводятся из физических соотношений на уровне элементов структуры. Следствия вытекающие из этих соотношений, для однофазных поликристаллических материалов, были изучены в работах [3]. Для описания поведения конгломерата с учетом размеров и формы элементов структуры, предполагается что на границе каждого элемента структуры наблюдается спектр напряжений полученный в статистическом приближении, в масштабе $\frac{\bar{\epsilon}}{t}$, $\bar{\epsilon} = \sqrt{t_{ij} t_{ij}}$, $t = \sqrt{t_{ij} t_{ij}}$, где $\bar{\epsilon}$ - средний модуль тензора напряжений в рассматриваемый элемент структуры.

Список литературы. 1. Физическая мезомеханика и компьютерное конструирование материалов: В 2т./В.Е.Панин, В.Е.Егшрушкин, П.В.Макаров и др. - Новосибирск: Наука.- 1995.-т.1.-298 с. 2. Марина В.Ю. Определяющие уравнения при пропорциональном деформировании

МЕТОДИКА НЕЙРОСЕТЕВОЙ ДИАГНОСТИКИ ТЕХПРОЦЕССОВ

Медведев В.В. (ДГМА, г. Краматорск, Украина)

In a paper problems of intellectual steering are considered by processes of machining job. In particular, the problem of forecasting of quality as complex parameter is considered. Recommendations on construction of neural network control systems are given.

Повышения качества изготовления деталей в настоящее время является одной из основных задач машиностроения. Для её решения необходимо совершенствовать методы контроля и управления технологическим процессом, которые обеспечат заданное качество изделия. Поэтому целью данной работы является разработка методики контроля технологического процесса при обработке заготовки.

В настоящее время известны ряд методов и средств контроля, применяемых для определения одного-двух параметров процесса обработки [3]. Например, мониторы японской фирмы OKIMA MACHINERY WORKS LTD, которые отображают только предположительный износ инструмента. Однако эти средства имеют недостаточную надёжность из-за появления ложных срабатываний и пропусков дефектов [4]. Повысить надёжность распознавания возможно за счёт:

- 1) увеличения количества каналов для съёма информации;
- 2) использования диагностических признаков имеющих наибольшую информативность;
- 3) применением сложных алгоритмов для обработки информации одновременно от нескольких каналов.

Вместе с тем, подобное усложнение алгоритмов и средств контроля ведёт к снижению скорости распознавания качества поверхностного слоя заготовки. Качество является многокритериальным параметром со связанными между собой параметрами. В большинстве моделей [2] ограниченное количество выходных данных не отвечает требованию комплексности параметров качества. Для устранения этих недостатка целесообразно применять нейросети, которые имеют более широкие возможности, чем традиционно используемые математические модели. Именно такую архитектуру имеют модели на основе нейросетей. Поэтому задачами исследования яв-

ляется:

- 1) разработка алгоритма обработки информации в нейросетевых системах диагностики технологических процессов;
- 2) составление методики поиска частот периодических колебательных сигналов, имеющих наиболее высокую информационную ёмкость;
- 3) выявление структуры нейросетевой модели, наиболее быстро обрабатывающей диагностические сигналы.



Рис. 1. Переход от диагностических сигналов к требуемому качеству изделия

Для создания нейросетевой модели, в процессе механообработки, происходит запись диагностических сигналов, и измеряются показатели качества получаемой детали. По этим данным, после соответствующего их преобразования, производится обучение нейросети, получая определённую нейросетевую модель. С помощью её определяется зависимость показателей качества от диагностических данных, рисунок 1. Изучив структуру нейросети можно определить, в какой степени каждый из входных факторов повлиял на результат. Например, на графике 2, полученном в процессе обработки цилиндрических поверхностей на станке 1К625, чётко видны диапазоны, адекватные оборотам шпинделя – от 20 Гц до 2,5 кГц, и глубине резания – от 3 до 11 кГц.

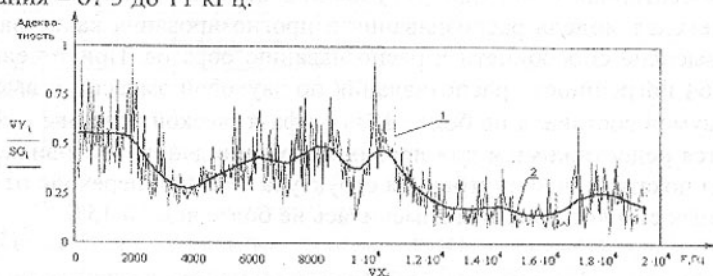


Рис. 2. Адекватность частот акустической эмиссии зоны резания. 1 – реальная; 2 – сглаженная. Режимы резания: $n=0-630$ об/мин; $t=0-3$ мм; $S=0,45$ мм/об; $D=50$ мм; Сталь 45

Построенные комплексные модели на основе нейросетей обладают высокой устойчивостью структуры после обучения [1]. Например, в технологической системе произошёл сбой, адекватно не распознанный системой. Для предотвращения подобных ситуаций в большинстве моделей добавляется новый блок условий. Добавление блока при этом нарушает структуру модели. Модели на основе нейронных сетей лишены этих недостатков: после сбоя происходит дообучение сети к данной технологической ситуации. При этом не разрушается структура модели, а система адекватно реагирует и на другие сбои со сходными симптомами.

Диагностические сигналы $s(p)$ невозможно подать непосредственно на вход нейросети. Опыт применения нейромоделей в управлении технологическими объектами рекомендует первоначально получать спектр мощности сигнала быстрым преобразованием Фурье. Т.к. быстрое преобразование Фурье работает с данными, количество которых должно быть кратно 2^n , где n – натуральное число, то для идентичности спектров необходимо, чтобы во время обработки каждый спектр вычислялся за время, кратное времени одного рабочего хода станка. Эта корректировка выполняется с частотой записи сигнала. После преобразования значительно увеличивается количество входов. Технически сложно реализовать нейросеть с более чем 400-600 входами. Поэтому количество выходов сигнала уменьшают путём выделения только пиковых частот разности спектра и его же интерполяции. После обработки в нейросети (1) получаем зависимость диагностических сигналов от показателей качества изделия.

$$Ot_{\min} = \frac{M(k) + av}{dv} \quad Ot_j = f\left(\sum_{j=1}^{K_j} Ot_{j-1} \cdot d_j\right) \quad Q = \frac{Ot_{\max} + au}{bu} \quad (1)$$

где: $j=1 \dots K$ – номер слоя сети; f – функция отклика нейрона; $O_{t_{\min}}$, $O_{t_{\max}}$ – входной и выходные слои сети; av , dv , d , au , bu – коэффициенты определяемые в ходе обучения.

Для определения качества прогноза комплексными системами, была создана лабораторная установка, рисунок 3. В ходе работы была рассчитана комплексная модель распознавания и прогнозирования качества. Она показала высокие способности к распознаванию образов. При точении на станке 1К64 погрешность распознавания по звуковой эмиссии с высоким уровнем шумов составила не более $\pm 7\%$ от фактической глубины резания, что является недостижимым для других методик в данных условиях. Эксперименты показали, что внутренняя структура сети при переходе от средних токарных станков к лёгким изменилась не более чем 10-15%.

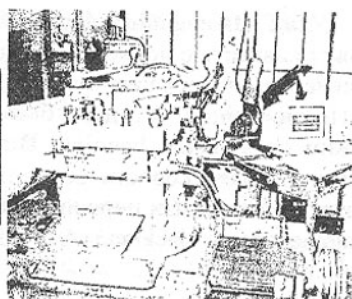
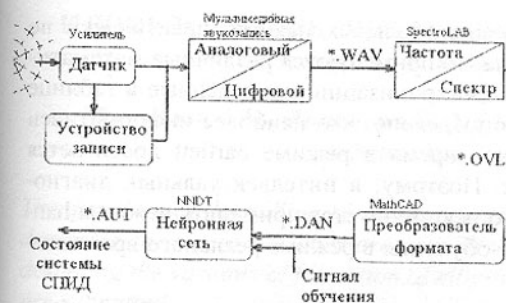


Рис. 3. Структура обработки диагностических сигналов и общий вид экспериментальной установки

С помощью данной методики были проведены настройки параметров спектрального преобразования сигналов от датчиков. Для этого на станках 1К625, 1А64, 1А625Сп, 1К62 проводилась обточка цилиндрических поверхностей из стали 45, стали 50 и 9ХС. В одной из серий экспериментов плавное изменение глубины резания достигалось специальной формой заготовки. В начале диапазона частотного разрешения, информативность возрастала, как показано на рисунке 4б. Однако, при значениях в $20 (f \div 2f)^{-1}$ она достигала своего максимума. А при значениях более $5000 (f \div 2f)^{-1}$ начался медленный спад, рисунок 4а.

Таблица 1 – Характеристики режимов ослабления рассинхронизации, максимальная оценка – *****

Режим	Частотное разрешение	Амплитудное разрешение вершин	Амплитудное разрешение впадин	Информативность преобразования сигнала, %	Время обучения, %
Bartlett	***	***	**	66	19
Parzen	***	***	*	49	52
Uniform	*****	*	*	54	64
Kaiser	***	***	*	67	67
Flattop	*	*****	**	67	76
Hanning	***	*****	*****	74	85
Hamming	***	***	***	71	87
Blackman	***	****	*****	72	88
Triangular	***	***	*	70	100

Поэтому для обработки диагностических сигналов при чистовом точении не требуется частотное разрешение более $80 (f \div 2f)^{-1}$. Всё это справедливо для контроля глубины резания скорости резания, подачи, а также шероховатости обрабатываемой поверхности.

Так как период следования спектральных пакетов практически не может совпасть с периодом сигнала, то применяются различные математические методы ослабления потери синхронизации, приведённые в таблице 1. По описанной методике было определено, что наиболее информативен режим ослабления hanning. В тоже время в режиме bartlett достигается максимальная скорость обучения. Поэтому, в интеллектуальных диагностических системах первоначально рекомендуется применять режимы hanning, hamming, blackman. А для до-обучения в режиме реального времени – bartlett.

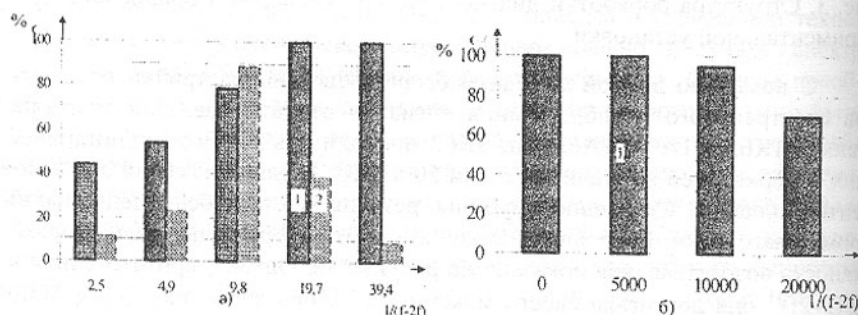


Рис. 4. Зависимость количества правильных решений (1) и скорости обучения (2) от частотного разрешения. а) при малых значениях разрешения; б) общий вид

Описанная методика позволяет определить параметры быстрого дискретного преобразования Фурье. Высокая гибкость нейронных сетей позволяет измерять информативность сигнала относительно практически любого технического параметра. Описанная методика позволяет определять и прогнозировать комплексный показатель – качество поверхностного слоя изготовления деталей.

Список литература: 1. Нейронные сети в системах автоматизации / В.И. Архангельский, И.М. Богаенко, Г.Г. Грабовский, М. О. Рюмшин. – К.: «Техника», 1999. – 364 с. 2. Гибкие производственные системы, промышленные роботы, робототехнические комплексы. В 14 кн.. Кн. 7. М.С. Городецкий, Д.Л. Веденский. Контроль и диагностика в ГПС: Практик. Пособие / Под. Ред. В.И. Черпакова. – М.: Высш. шк., 1989. – 96 с. 3. А.В. Кибальченко. Контроль состояния режущего инструмента. М.: ВНИИТЭМР, 1986, 44с., 13ил. 4. Туненгольц А.К., Герасимов В.А., Лукьянов Е.А. Интеллектуальное управление станком по состоянию элементов технологической системы //Станки и инструменты, 1997, №3, с.7–12

Сдано в редакцию 20.06.03

Рекомендовано д.т.н. проф. Бутенко В.И..

К ВОПРОСУ ПРОЕКТИРОВАНИЯ НЕКРУГЛЫХ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС

Михайлов А.Н., Ливенцов И.Н. (ДонНТУ, ДонГАСА, г. Донецк,
г. Макеевка, Украина)

The questions of flat rolling of not round gears are covered and the examples of designing their centroid lines are considered in the article. As an example of designing the variants of formation of elliptic and quasielliptic gears' centrodes are submitted.

В ряде конструкций машин, в частности машин-автоматов, требуется обеспечивать нелинейные законы изменения углов поворота деталей. Это открывает перед конструкторами широкие возможности применения некруглых зубчатых колес [1], позволяя вытеснить в ряде случаев конструкции с кулачными и шарнирными механизмами.

Нелинейная зависимость между углами поворота ведущего и ведомого колес в таких передачах определяет следующие области их применения:

- согласование циклового времени параллельно работающих механизмов;
- привод звеньев с переменной скоростью движения [2];
- изменение кинематических характеристик последующих механизмов.

Область использования некруглых зубчатых колес непрерывно расширяется, что требует дальнейшего совершенствования методов их проектирования.

Характерной особенностью работы современных зубчатых передач является работа при высоких нагрузках и скоростях, что в сочетании с повышающимися требованиями к снижению их массы и габаритных размеров приводит к тому, что при максимальных нагрузках зубья шестерен работают с предельными напряжениями, а деформации валов, корпуса и опор вызывают отклонения геометрических осей колес.

При этом наблюдается кромочный контакт, неравномерное распределению нагрузки по длине зуба, и, как следствие, повышенный износ зубьев.

Целью работы ставится создание новой "пространственной" геометрии зубьев некруглых колес, позволяющей вернуться к линейному контакту и устранить указанные недостатки.

Для достижения данной цели поставлены следующие задачи:

- определение основных параметров центроид некруглых зубчатых колес;
- исследование геометрии их зубьев;

- создание "пространственной" геометрии зубьев некруглых колес, оптимальной для работы в условиях отклонений их геометрических осей.

С точки зрения кинематики зубчатые венцы шестерни и колеса играют второстепенную роль, обеспечивая отсутствие взаимного проскальзывания воображаемых начальных окружностей. Поэтому первоначальным вопросом при проектировании некруглых зубчатых колес является определение их центроид, которые в зависимости от функции передаточного числа могут иметь довольно сложные формы.

Рассмотрим общий случай плоского качения двух тел, изображенных на рис. 1а.

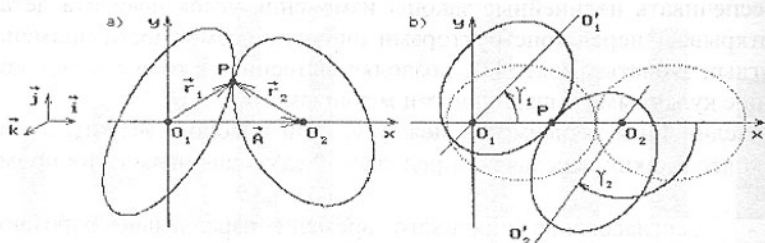


Рис. 1. Центроиды плоского качения тел

Здесь тело 1 вращается вокруг точки O_1 с угловой скоростью $\bar{\Omega}_1$, а тело 2 – вокруг точки O_2 с угловой скоростью $\bar{\Omega}_2$. Пусть точка O_2 не меняет свою ориентацию относительно точки O_1 , то есть вектор $\bar{A}$ постоянен по модулю и направлению. Если в некоторой точке P имеет место касание двух контуров тел, то условие качения этих тел соответствует векторному равенству:

$$\bar{\Omega}_1 \times \bar{r}_1 = \bar{\Omega}_2 \times \bar{r}_2. \quad (1)$$

В дополнение к этому имеем еще одно равенство:

$$\bar{r}_1 = \bar{A} + \bar{r}_2. \quad (2)$$

Благодаря этому выражение (1) представляется в форме:

$$\bar{\Omega}_2 \times \bar{A} = (\bar{\Omega}_2 - \bar{\Omega}_1) \times \bar{r}_1. \quad (3)$$

Поскольку

$$\bar{\Omega}_1 = \bar{k} \dot{\gamma}_1, \quad \bar{\Omega}_2 = -\bar{k} \dot{\gamma}_2, \quad \bar{r}_1 = \bar{i}x + \bar{j}y, \quad \bar{A} = \bar{i}A \quad (4)$$

(здесь $\dot{\gamma}_1$ и $\dot{\gamma}_2$ – модули угловых скоростей соответствующих тел, x и y – проекции радиус-вектора $\bar{r}_1$ на оси координат, A – расстояние между точками O_1 и O_2), то выражение (3) примет вид:

$$\dot{\gamma}_2 A \bar{k} \times \bar{i} = (\dot{\gamma}_1 + \dot{\gamma}_2)(x \bar{k} \times \bar{i} + y \bar{k} \times \bar{j}), \quad (5)$$

В итоге приходим к двум уравнениям:

$$y(\dot{\gamma}_1 + \dot{\gamma}_2) = 0, \quad \dot{\gamma}_2 A - x(\dot{\gamma}_1 + \dot{\gamma}_2) = 0. \quad (6)$$

Первое из уравнений (6) имеет очевидное решение $y = 0$, а это означает, что точка P должна располагаться на линии, соединяющей точки O_1 и O_2 , а второе является, по сути дела, дифференциальным уравнением, связывающим углы поворота двух тел:

$$x \dot{\gamma}_1 = (A - x) \dot{\gamma}_2. \quad (7)$$

Если выполняются условия (6), то при взаимном обкатывании двух тел геометрическим местом точки P будут две центроиды, касающиеся в точке P (см. рис. 1, b) и вращающиеся каждая вокруг соответствующих точек O_1 и O_2 . Понятно, что для однозначного определения этих центроид необходимо задаться одной из них, например, для тела 1. Пусть эта центроида, называемая *ведущей*, описывается в цилиндрической системе координат с центром в точке O_1 уравнением:

$$\rho_1 = \rho_1(\gamma_1) \quad (0 \leq \gamma_1 \leq 2\pi). \quad (8)$$

Эта центроида представляет собой некоторую замкнутую кривую, а т.к. из выражения (7) следует, что $x = \rho_1(\gamma_1)$, то с его помощью находим:

$$\gamma_2 = \int_0^{\gamma_1} \frac{\rho_1(\varphi)}{A - \rho_1(\varphi)} d\varphi, \quad (9)$$

где φ — переменная интегрирования. Но, с другой стороны, в формуле (7) величина $A - x = \rho_2(\gamma_2)$, и тогда совместно с выражением (9) получаем параметрическое задание *ведомой* центроиды:

$$\rho_2(\gamma_2) = A - \rho_1(\gamma_1) \quad (10)$$

Для конкретного примера возьмем в качестве ведущей центроиды эллипс, имеющий длину большой оси $2a$ и эксцентриситет e . В полярных координатах, если начало координат поместить в один из фокусов эллипса, его уравнение, как известно, имеет вид:

$$\rho_1(\varphi_1) = a \frac{1 - e^2}{1 + e \cos \varphi_1}, \quad (11)$$

где полярный угол φ_1 , отсчитываемый от горизонтальной оси. В этом случае большая ось эллипса совмещена с горизонтальной осью, а второй фокус эллипса оказывается слева от первого. В декартовой системе координат уравнение (11) запишется в виде:

$$x = \rho_1(\varphi_1) \cos \varphi_1, \quad y = \rho_1(\varphi_1) \sin \varphi_1. \quad (12)$$

Очевидно, что эти же уравнения сохраняют свой вид, если их записать для системы координат $x'y'$, оси которой повернуты на произвольный угол γ_1 , т.е.:

$$x' = \rho_1(\varphi_1) \cos \varphi_1, \quad y' = \rho_1(\varphi_1) \sin \varphi_1. \quad (13)$$

В этом случае φ_1 будет отсчитываться уже не от горизонтальной оси

x , а от наклоненной к ней под углом γ_1 оси x' . В этом состоит важное свойство инвариантности уравнений кривой в полярном представлении (11).

Связь декартовых координат $xу$ с $x'y'$ дается хорошо известными формулами:

$$x = x' \cos \gamma_1 - y' \sin \gamma_1, \quad y = x' \sin \gamma_1 + y' \cos \gamma_1. \quad (14)$$

Принимается, что поворот на угол γ_1 произведен против часовой стрелки, то есть в положительном направлении. Если же сюда вместо x' и y' подставить их выражения (13), то в результате получим:

$$x = \rho_1(\varphi_1) \cos(\varphi_1 + \gamma_1), \quad y = \rho_1(\varphi_1) \sin(\varphi_1 + \gamma_1). \quad (15)$$

Уравнения (15) представляют собой формулы для построения в неподвижной декартовой системе координат *вращающейся* ведущей центроиды. Здесь φ_1 изменяется от 0 до 2π , а изменение угла γ_1 приводит к вращению ведущей центроиды (в данном случае эллипса).

Далее получаем выражение для построения ведомой центроиды. Прежде всего, определим угол поворота второй центроиды γ_2 , если эллипс повернут на угол γ_1 , что осуществимо с помощью формулы (9) с подстановкой выражения (11):

$$\gamma_2 = \int_0^{\gamma_1} \frac{a(1-e^2)d\varphi}{A - a(1-e^2) + Ae \cos \varphi} = 2R \operatorname{arctg} \left(\xi \operatorname{tg} \frac{\gamma_1}{2} \right), \quad (16)$$

где

$$R = \frac{a(1-e^2)}{\sqrt{[A - a(1-e^2)]^2 - (Ae)^2}}; \quad \xi = R \left[\frac{A}{a(1+e)} - 1 \right]. \quad (17)$$

Пусть первая центроида совершила n полных оборотов, а за это время вторая центроида сделала только один оборот. Тогда, очевидно, при $\gamma_1 = 2\pi$ угол γ_2 составит $2\pi/n$. Подставив эти значения углов в уравнение (16) и замечая, что $\operatorname{arctg}(\xi \operatorname{tg} \pi) = \pi$, получим $Rn = 1$. Из последнего равенства с учетом выражений (17) найдем:

$$A = a \left(1 + \sqrt{1 + (1-e^2)(n^2 - 1)} \right). \quad (18)$$

Отсюда, в частности, следует, что при $n = 1$ межцентровое расстояние $A = 2a$. При $n > 1$ получаемые центроиды будем называть n -кратными.

Уравнение второй (ведомой) центроиды в полярных координатах согласно уравнению (10), определится:

$$\rho_2(\varphi_2) = \frac{A - a(1-e^2) + Ae \cos \varphi_1}{1 + e \cos \varphi_1}. \quad (19)$$

Здесь, аналогично выражению (16), имеет место соотношение:

$$\varphi_2 = 2R \operatorname{arctg} \left(\xi \operatorname{tg} \frac{\varphi_1}{2} \right). \quad (20)$$

Отсюда определяется зависимость φ_1 от φ_2 в форме:

$$\varphi_1 = 2 \operatorname{arctg} \left(\frac{1}{\xi} \operatorname{tg} \frac{\varphi_2}{2R} \right). \quad (21)$$

Выражение для вращающейся ведомой центроиды определяется, как и уравнения (15), с помощью формул:

$$\begin{aligned} x &= A + \rho_2(\varphi_2) \cos(\varphi_2 + \gamma_2), \\ y &= \rho_2(\varphi_2) \sin(\varphi_2 + \gamma_2). \end{aligned} \quad (22)$$

При $n=1$, как уже отмечалось, $A=2a$ и вторая центроида также представляет собой эллипс. Действительно, в этом случае из выражений (17) следуют соотношения:

$$R=1; \quad \xi = (1-e)/(1+e). \quad (23)$$

В результате чего равенство (21) приводит к выражению:

$$\varphi_1 = 2 \operatorname{arctg} \left[\frac{1+e}{1-e} \operatorname{tg} \frac{\varphi_2}{2} \right]. \quad (24)$$

С помощью известных тригонометрических формул отсюда находим:

$$\cos \varphi_1 = \frac{-2e + (1+e^2) \cos \varphi_2}{1+e^2 - 2e \cos \varphi_2}. \quad (25)$$

Подставив это выражение в формулу (18), определяем:

$$\rho_2(\varphi_2) = a(1-e^2)/(1-e \cos \varphi_2). \quad (26)$$

Это выражение, как и (11), представляет собой уравнение эллипса с полярным углом φ_2 , повернутым относительно ведущего эллипса на 180° .

На рис. 2 изображено несколько n -кратных центроид для случая, когда ведущая центроида является эллиптической.

Если вместо уравнения (11) принять:

$$\rho_1(\varphi_1) = a \frac{1-e^2}{1+e \cos m \varphi_1}, \quad (26)$$

где $m=2,3,4,\dots$

В данном случае ведущая центроида становится как бы квазиэллиптической.

Тогда межцентровое расстояние, в чем нетрудно убедиться, также вычисляется по формуле (18), но центроиды существенным образом отличаются от предыдущего типа. Для такого рода центроид введем термин *nm-кратных* центроид. Некоторые их виды показаны на рис. 3.

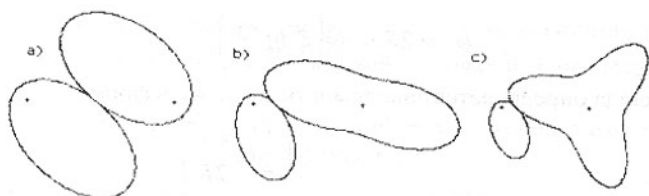


Рис. 2. Примеры n - кратных центроид для эллиптической ведущей центроиды ($a \rightarrow n=1$, $b \rightarrow n=2$, $c \rightarrow n=3$)

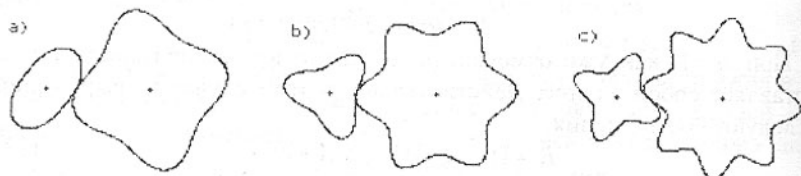


Рис. 3. Примеры nm - кратных центроид для квазиэллиптической ведущей центроиды ($n=2$: $a \rightarrow m=2$, $b \rightarrow m=3$, $c \rightarrow m=4$)

Проведенные в статье зависимости позволяют, исходя из уравнения центроиды ведущего колеса, определить основные параметры ведомой центроиды в соответствии с необходимыми кинематическими характеристиками передачи.

В качестве иллюстрации приведены примеры образования центроид в общем виде и частные случаи для эллиптических и квазиэллиптических колес. Для удобства описания сочетаний таких колес введены понятия n - и nm -кратных центроид.

Проведенные исследования являются только первой стадией проектирования некруглых зубчатых колес, которая является основополагающей, так как именно она определяет дальнейшую кинематику взаимного движения сопрягаемых колес.

Список литературы: 1. Литвин Ф.Л. Некруглые зубчатые колеса. - Л.: Машгиз, 1956. - 234с. 2. Горожанкин С.А. Влияние кинематики механизма тепловых насосов Стирлинга на параметры их цикла // Вентиляція, освітлення та теплопостачання. - К.: КНУБА. 2001.- №3. - С.77-85. 3. Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин: Учебное пособие. - М.: Гос. изд-во технико-теоретической литературы, 1953. - 256с.

Сдано в редакцию 9.06.03

Рекомендовано д.т.н., проф. Седуш В.Я.

РАСЧЁТ НАПРЯЖЕНИЙ В ДИСКЕ СО СТУПИЦЕЙ

Стрельников В.Н. (АО «НКМЗ», г. Краматорск, Украина)

The problem is solved is intense - the deformed condition of a disk with a rigid nave with reference to the generator of waves. Examples of calculation of disks of large wave reducers of the heavy machines of let out joint-stock companies "NKMZ" built - in drives are given.

Относительная масса и стоимость волновых передач в $2 \div 2,5$ раза ниже, чем у планетарных [1], что способствует их применению в отраслях приоритетного развития [2, 3]. Одними из наиболее нагруженных узлов крупной волновой передачи является генератор волн, суммирующий реактивную нагрузку волнового зубчатого зацепления через диски, установленные на быстроходном валу с заданным эксцентриситетом. Минимизация уровня вибрационной энергии быстро вращающихся масс определяется их величиной, регламентируемой прочностью дисков. Задача о напряжённом состоянии дисков актуальна, результаты её решения имеют широкое практическое применение при проектировании в целях оптимизации параметров несущих элементов крупных волновых передач.

Серийно выпускаемые волновые редукторы предназначены для передачи небольших крутящих моментов, комплектуются кулачковым генератором волн с гибким подшипником. Основные расчёты на прочность выполняются для гибкого колеса [4]. Подобные исследования генератора ограничиваются силовым анализом и решением вопросов жёсткости [5, 6].

Целью работы является теоретическое и экспериментальное исследование напряжённо - деформированного состояния диска со ступицей, для оптимизации конструктивных параметров генератора волн крупных волновых зубчатых редукторов.

Рассмотрим диск со ступицей в плосконапряженном состоянии и имеющий два контура: внешний радиуса R_2 и внутренний - R_1 (рис. 1). Тангенциальные усилия на внешнем контуре не учитываются. Жёсткость ступицы много выше жёсткости диска, считаем её абсолютно жёсткой. Этому соответствует равенство нулю компонент вектора смещения по внутреннему контуру ($r = R_1$). Нагрузку внешнего контура определяет действие гибкого колеса в пределах угла $2\theta^*$ (рис.2). Нормальную нагрузку на внешнем контуре аппроксимируем параболическим законом

$$P_2 = \begin{cases} P_{2\max} \left(1 - \frac{\theta^2}{\theta^{*2}} \right); & |\theta| \leq \theta^*; \\ 0; & |\theta| > \theta^*. \end{cases} \quad (1)$$

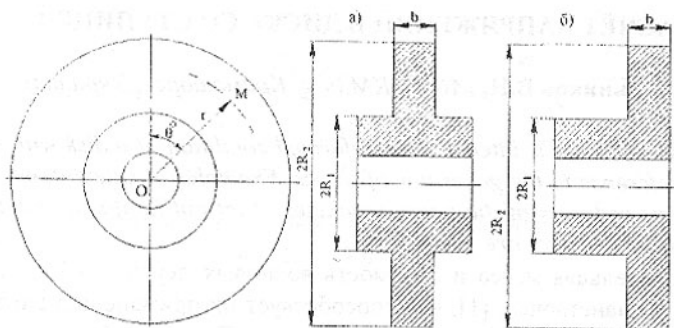


Рис. 1. Схема диска: а) центральный диск; б) крайний диск

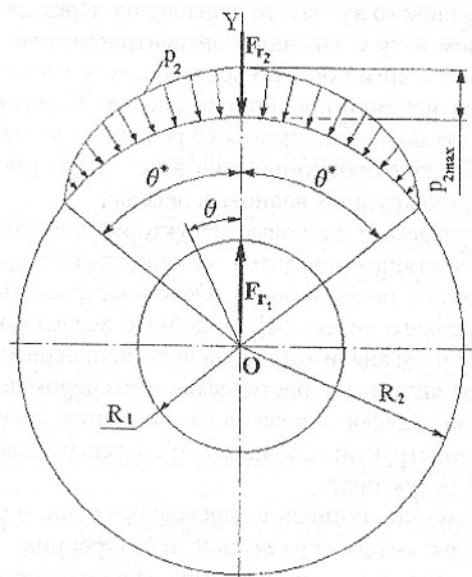


Рис. 2. Силовая схема диска

Окружные усилия в зубчатом зацеплении аппроксимируем тангенциальной нагрузкой $P_2(\theta)$, отнесенной к единице поверхности диска, и выразим крутящий момент на тихоходном валу

$$M_2 = 2 \int_0^{\theta^*} P_2 R_2^2 \cdot b d\theta = \frac{4P_{2\max} b R_2^2 \theta^*}{3 \tan \alpha}, \quad (2)$$

где $P_{2\max} = \frac{3M_2 \tan \alpha}{4\theta^* b R_2^2}$; α - угол зацепления. Граничные условия:

$$\sigma_r(r=R_2) = -P_2(\theta); \quad \tau_r(r=R_2) = 0; \quad U_r(r=R_1) = 0; \quad U_\theta(r=R_1) = 0. \quad (3)$$

Компоненты тензора напряжений определяются при $D_0=0$

$$\left. \begin{aligned} \sigma_r &= \left[(2B_0 + D_0) \frac{C_0}{r^2} + 2D_0 \ln r + D_0 \right] + \left(2A_1 r + \frac{B_1 + 2B}{r} - \frac{2C_1}{r^3} \right) \cdot \cos \theta - \sum_{n=2}^{\infty} [n(n-1)C_{1n} \cdot r^{n-2} + (n-2)(n+1)C_{2n}r^n + n(n+1)C_{3n}r^{-(n+2)} + (n+2)(n-1)C_{4n}r^{-n}] \cdot \cos n\theta; \\ \sigma_\theta &= \left(2B_0 - \frac{C_0}{r^2} + 2D_0 \ln r + 3D_0 \right) + \left(6A_1 r + \frac{B_1}{r} + \frac{2C_1}{r^3} \right) \cdot \cos \theta + \sum_{n=2}^{\infty} [n(n-1)C_{1n}r^{n-2} + (n+2)(n+1)C_{2n}r^n + n(n+1)C_{3n}r^{-(n+2)} + (n+2)(n-1)C_{4n}r^{-n}] \cdot \cos n\theta; \\ \tau_{r\theta} &= \left(2A_1 r + \frac{B_1}{r} - \frac{2C_1}{r^3} \right) \sin \theta + \sum_{n=2}^{\infty} [n(n-1)C_{1n}r^{n-2} + n(n+1)C_{2n}r^n - n(n+1)C_{3n}r^{-(n+2)} - n(n-1)C_{4n}r^{-n}] \cdot \sin n\theta. \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

Подставим в формулы (3) значения σ_r и $\tau_{r\theta}$ при $r=R_1$ и $r=R_2$, учитывая $D_0=0$, а также условие совместности деформаций $(1-\nu)B+2B_1=0$

$$\left. \begin{aligned} &\left(2B_0 + \frac{C_0}{R_2^2} \right) + \left(2A_1 R_2 - \frac{2C_1}{R_2^3} + \frac{1}{2}(3+\nu) \frac{B}{R_2} \right) \cos \theta - \sum_{n=2}^{\infty} [n(n-1)C_{1n}R_2^{n-2} + (n-2) \cdot \\ &\cdot (n+1)C_{2n}R_2^n + n(n+1)C_{3n}R_2^{-(n+2)} + (n+2)(n-1)C_{4n}R_2^{-n}] \cos n\theta = -\frac{2\theta^*}{3\pi} P_{2max} + \\ &+ \frac{4P_{2max}}{\pi\theta^{*2}} (\theta^* \cos \theta^* - \sin \theta^*) \cos \theta + \frac{4P_{2max}}{\pi\theta^{*2}} \sum_{n=2}^{\infty} \frac{1}{n^2} (\theta^* \cos n\theta^* - \frac{1}{2} \sin n\theta^*) \cos n\theta; \\ &\left(2B_0 + \frac{C_0}{R_1^2} \right) + \left(2A_1 R_1 - \frac{2C_1}{R_1^3} + \frac{1}{2}(3+\nu) \frac{B}{R_1} \right) \cos \theta - \sum_{n=2}^{\infty} [n(n-1)C_{1n}R_1^{n-2} + (n-2) \cdot \\ &\cdot (n+1) \cdot C_{1n}R_1^n + n(n+1)C_{3n}R_1^{-(n+2)} + (n+2)(n-1)C_{4n}R_1^{-n}] \cos n\theta = -\frac{1}{3} P_{1max} - \\ &- \frac{16}{\pi^3} P_{1max} \cos \theta + \frac{16}{\pi^3} P_{1max} \sum_{n=2}^{\infty} \frac{1}{n^2} \left(\frac{\pi}{2} \cos \frac{\pi n}{2} - \frac{1}{n} \sin \frac{\pi n}{2} \right) \cos n\theta; \\ &\left(2A_1 R_2 - \frac{2C_1}{R_2^3} - \frac{1}{2}(1-\nu) \frac{B}{R_2} \right) \sin \theta + \sum_{n=2}^{\infty} [n(n-1)C_{1n}R_2^{n-2} + n(n+1)C_{2n}R_2^n - \\ &- n(n+1)C_{3n}R_2^{-(n+2)} - n(n-1)C_{4n}R_2^{-n}] \sin n\theta = 0; \\ &\left(2A_1 R_1 - \frac{2C_1}{R_1^3} - \frac{1}{2}(1-\nu) \frac{B}{R_1} \right) \sin \theta + \sum_{n=2}^{\infty} [n(n-1)C_{1n}R_1^{n-2} + n(n+1)C_{2n}R_1^n - \\ &- n(n+1)C_{3n}R_1^{-(n+2)} - n(n-1)C_{4n}R_1^{-n}] \sin n\theta = 0. \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

Решением системы уравнений (5) находим коэффициенты разложения в ряды компонент тензора напряжений, при $n=0$

$$\left. \begin{aligned} B_0 &= \frac{P_{2\max}}{6(1-\beta^2)} \left[(\sin\theta^* - \theta^* \cos\theta^*) \left(\frac{\pi}{2\theta^*} \right)^2 \cdot \beta - \frac{2\theta^*}{\pi} \right]; \\ C_0 &= \frac{P_{2\max} R_2^2 \cdot \beta}{3(1-\beta^2)} \left[\frac{2\theta^* \beta}{\pi} - \left(\frac{\pi}{2\theta^*} \right)^2 (\sin\theta^* - \theta^* \cos\theta^*) \right]; \\ B &= \frac{2P_{2\max} R_2 (\theta^* \cos\theta^* - \sin\theta^*)}{\pi \theta^{*2}} = \frac{8P_{1\max} R_1}{\pi^3}; \\ A_1 &= \frac{(1-\nu)(\theta^* \cos\theta^* - \sin\theta^*) P_{2\max}}{2\pi \theta^{*2} (1+\beta^2) R_2}; \\ C_1 &= \frac{(1-\nu)(\theta^* \cos\theta^* - \sin\theta^*) \beta^2 P_{2\max} R_2^3}{2\pi \theta^{*2} (1+\beta^2)}. \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

Выражения для компонент вектора смещения $U_r(r, \theta)$ и $U_\theta(r, \theta)$

$$U_r = U_{r0} + U_{r1} + \sum_{n=2}^{\infty} U_{rn} = \frac{1}{E} \left(2(1-\nu) B_0 \cdot r - (1+\nu) \frac{C_0}{r} \right) + \frac{1}{E} \left[(1-3\nu) A_1 r^2 + (1+\nu) \cdot \right. \\ \left. \cdot \frac{C_1}{r^2} + \frac{1}{2} (1+\nu) (3-\nu) B \ln r - K_1 \right] \cos\theta + \frac{1}{E} \sum_{n=2}^{\infty} \left[(1+\nu) n C_{1n} r^{n-1} + ((1+\nu)n - 2(1-\nu)) \cdot \right. \\ \left. \cdot C_{2n} r^{n+1} - (1+\nu) n C_{3n} r^{-(n+1)} - ((1+\nu)n + 2(1-\nu)) C_{4n} r^{-(n-1)} \right] \cos n\theta; \quad (7)$$

$$U_\theta = U_{\theta 1} + \sum U_{\theta n} = \frac{1}{E} \left[(5+\nu) A_1 r^2 + (1+\nu) \frac{C_1}{r^2} - \frac{1}{2} (1+\nu) 2 B - \frac{1}{2} (1+\nu) (3-\nu) B \ln r + \right. \\ \left. + K_1 \right] \sin\theta + \frac{1}{E} \sum_{n=2}^{\infty} \left[(1+\nu) n C_{1n} r^{n-1} + ((1-\nu)n + 4) C_{2n} r^{n+1} + (1+\nu) n C_{3n} r^{-(n+1)} + \right. \\ \left. + ((1+\nu)n - 4) C_{4n} r^{-(n-1)} \right] \sin n\theta. \quad (8)$$

Для внутреннего контура диска в формулы (7) и (8) введем постоянные $b_{1n}, b_{2n}, b_{3n}, b_{4n}$ вместо постоянных $C_{1n}, C_{2n}, C_{3n}, C_{4n}$ (9)

$$\left. \begin{aligned} C_{1n} &= \frac{2P_{2\max}}{\pi \theta^{*2} R_2^{n-2}} \cdot \frac{b_{1n}}{n^2(n-1)}; & C_{2n} &= -\frac{2P_{2\max}}{\pi \theta^{*2} R_2^n} \cdot \frac{b_{2n}}{n^2(n+1)}; \\ C_{3n} &= \frac{2P_{2\max} R_1^{n+2}}{\pi \theta^{*2}} \cdot \frac{b_{3n}}{n^2(n+1)}; & C_{4n} &= -\frac{2P_{2\max} R_1^n}{\pi \theta^{*2}} \cdot \frac{b_{4n}}{n^2(n-1)}; \end{aligned} \right\} \quad (9)$$

$$U_r = \frac{1}{E} \left(2(1-\nu) B_0 r - (1+\nu) \frac{C_0}{r} \right) + \frac{1}{E} \left[(1-3\nu) A_1 r^2 + (1+\nu) \frac{C_1}{r^2} + \frac{1}{2} (1+\nu) (3-\nu) B \ln r - K_1 \right] \cos\theta - \\ - \frac{2P_{2\max} R_2}{\pi E \theta^{*2}} \sum_{n=2}^{\infty} \left[(1+\nu) b_{1n} \left(\frac{r}{R_2} \right)^{n-1} - \left((1+\nu) - \frac{2(1-\nu)}{n} \right) \left(\frac{n-1}{n+1} \right) b_{2n} \left(\frac{r}{R_2} \right)^{n+1} - \right. \\ \left. - (1-\nu) \left(\frac{n-1}{n+1} \right) \beta b_{3n} \left(\frac{R_1}{r} \right)^{n+1} + \left((1+\nu) + \frac{2(1-\nu)}{n} \right) \beta b_{4n} \left(\frac{R_1}{r} \right)^{n-1} \right] \frac{\cos n\theta}{n(n-1)}; \quad (10)$$

$$U_\theta = \frac{1}{E} \left[(5+\nu)A_1 r^2 + (1+\nu) \frac{C_1}{r^2} - \frac{1}{2}(1+\nu)^2 B - \frac{1}{2}(1+\nu)(3-\nu)B \cdot \ln r - K_1 \right] \cdot \sin \theta + \\ + \frac{2P_{2\max} R_2}{\pi E \theta^{*2}} \sum_{n=2}^{\infty} \left[(1+\nu) b_{1n} \left(\frac{r}{R_2} \right)^{n-1} - \left((1+\nu) + \frac{4}{n} \right) \left(\frac{n-1}{n+1} \right) b_{2n} \left(\frac{r}{R_2} \right)^{n+1} + \right. \\ \left. + (1+\nu) \left(\frac{n-1}{n+1} \right) \cdot \beta \cdot b_{3n} \left(\frac{R_1}{r} \right)^{n+1} - \left((1+\nu) - \frac{4}{n} \right) \cdot \beta \cdot b_{4n} \left(\frac{R_1}{r} \right)^{n-1} \right] \frac{\sin n \theta}{n(n-1)}. \quad (11)$$

Найдем U_r и U_θ при $r = R_1$

$$U_{r(r=R_1)} = \frac{1}{E} \left(2(1-\nu)B_0 R_1 - (1+\nu) \cdot \frac{C_0}{R_1} \right) + \frac{1}{E} \left[(1-3\nu)A_1 R_1^2 + (1+\nu) \frac{C_1}{R_1^2} + \frac{1}{2}(1+\nu) \cdot \right. \\ \cdot (3-\nu)B \cdot \ln R_1 - K_1 \left. \right] \cos \theta - \frac{2P_{2\max} R_2 \cdot \beta}{\pi E \theta^{*2}} \sum_{n=2}^{\infty} \left[(1+\nu) \beta^{n-2} \cdot b_{1n} - \left((1+\nu) - \frac{2(1-\nu)}{n} \right) \cdot \right. \\ \cdot \left(\frac{n-1}{n+1} \right) b_{2n} \cdot \beta^n - (1+\nu) \left(\frac{n-1}{n+1} \right) b_{3n} + \left((1+\nu) + \frac{2(1-\nu)}{n} \right) \cdot b_{4n} \left. \right] \cdot \frac{\cos n \theta}{n(n-1)}; \quad (12)$$

$$U_{\theta(r=R_1)} = \frac{1}{E} \left[(5+\nu)A_1 R_1^2 + (1+\nu) \frac{C_1}{R_1^2} - \frac{1}{2}(1+\nu)^2 B - \frac{1}{2}(1+\nu)(3-\nu)B \cdot \ln R_1 + K_1 \right] \cdot \sin \theta + \\ + \frac{2P_{2\max} R_2 \cdot \beta}{\pi E \theta^{*2}} \sum_{n=2}^{\infty} \left[(1+\nu) \beta^{n-2} \cdot b_{1n} - \left((1+\nu) + \frac{4}{n} \right) \left(\frac{n-1}{n+1} \right) \cdot \beta^n \cdot b_{2n} + \right. \\ \left. + (1+\nu) \left(\frac{n-1}{n+1} \right) b_{3n} + \left((1+\nu) - \frac{4}{n} \right) \cdot b_{4n} \right] \cdot \frac{\sin n \theta}{n(n-1)}. \quad (13)$$

Из граничных условий (3), уравнений (4), (5), (12), (13) получим системы уравнений из которых найдем коэффициенты разложения в ряды компонент тензора напряжений. При $n=0$ ($D_0=0$)

$$2B_0 + \frac{C_0}{R_2^2} = -\frac{2\theta^*}{3\pi} P_{2\max}; \quad 2(1-\nu)B_0 R_1 - (1+\nu) \frac{C_0}{R_1} = 0; \quad (14)$$

Из уравнений (14) определяются

$$2B_0 = -\frac{2\theta^* (1+\nu) P_{2\max}}{3\pi [(1+\nu) + (1-\nu)\beta^2]}; \quad C_0 = -\frac{2\theta^* (1-\nu) \beta^2 \cdot R_2^2 \cdot P_{2\max}}{3\pi [(1+\nu) + (1-\nu)\beta^2]}. \quad (15)$$

При $n=1$ получим систему уравнений:

$$\left. \begin{aligned} 2A_1 R_2 - \frac{2C_1}{R_2^3} + \frac{1}{2}(3+\nu) \frac{B}{R_2} &= \frac{4P_{2\max}}{\pi \theta^{*2}} (\theta^* \cos \theta^* - \sin \theta^*); \\ 2A_1 R_2 - \frac{2C_1}{R_2^3} - \frac{1}{2}(1-\nu) \frac{B}{R_2} &= 0; \\ (1-3\nu)\beta^2 A_1 R_2^2 + \frac{(1+\nu)}{\beta^2 R_2^2} C_1 + \frac{1}{2}(1+\nu)(3-\nu)B \cdot \ln R_1 - K_1 &= 0; \\ (5+3\nu)\beta^2 A_1 R_2^2 + \frac{(1+\nu)}{\beta^2 R_2^2} C_1 - \frac{1}{2}(1+\nu)^2 B - \frac{1}{2}(1+\nu)(3-\nu)B \ln R_1 - K_1 &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (16)$$

Из системы (16) определим константы A_1, C_1, B .

$$\left. \begin{aligned} A_1 &= -\frac{(1+\nu)[(1-\nu)+(1+\nu)\beta^2](\sin\theta^* - \theta^* \cos\theta^*)}{[(1+\nu)+(3-\nu)\beta^4]\pi \cdot \theta^{*2}} \cdot \frac{P_{2\max}}{R_2}; \\ C_1 &= -\frac{[(1+\nu)^2 - (3-\nu)(1-\nu)\beta^2]\beta^2(\sin\theta^* - \theta^* \cos\theta^*)}{[(1+\nu)+(3-\nu)\beta^4]\pi \theta^{*2}} \cdot P_{2\max} R_2^3; \\ B &= -\frac{4(\sin\theta^* - \theta^* \cos\theta^*)P_{2\max} R_2}{\pi \theta^{*2}}. \end{aligned} \right\} \quad (17)$$

Проверим выполнение условия уравновешенности внешних нагрузок, действующих на наружный и внутренний контуры диска.

Интенсивность нормальной нагрузки на внешнем контуре эквивалентна нормальным напряжениям на этом контуре. Начало отсчёта угла θ совпадает с точкой приложения максимума нормальной нагрузки.

Элементарная нормальная сила на внешнем контуре $\sigma_{r(r=R_2)} \cdot R_2 d\theta$. Равнодействующая нормальных сил dN_{II} в пределах изменения угла θ

$$N_{II} = \int_0^\pi \sigma_{r(r=R_2)} \cdot R_2 \cos\theta d\theta.$$

Учитывая разложение напряжений σ_r в тригонометрический ряд

$$\sigma_r = \sigma_{r0} + \sigma_{r1} \cdot \cos\theta + \sum_{n=2}^{\infty} \sigma_{rn} \cos n\theta \quad (18)$$

и ортогональность функций $\cos\theta$ и $\cos n\theta$, при $n \neq 1$, после интегрирования

$N_{II} = \int_0^\pi \sigma_{r1(r=R_2)} R_2 \cos^2\theta d\theta$ и использования формул (3), (4), получим

$$N_{II} = \frac{\pi R_2}{2} \cdot \sigma_{r1(r=R_2)} = \pi B. \quad (19)$$

Рассмотрим внутренний контур диска, при $r = R_1$. Равнодействующая определяется как нормальными, так и касательными усилиями

$$\begin{aligned} N_I &= \int_0^\pi \sigma_{r1(r=R_1)} R_1 \cos\theta d\theta - \int_0^\pi \tau_{r\theta1(r=R_1)} R_1 \sin\theta d\theta = \int_0^\pi \left[2A_1 R_1 + \frac{B_1}{R_1} - \frac{2C_1}{R_1^3} \right] R_1 \cos^2\theta d\theta + \\ &+ \int_0^\pi \frac{2B}{R_1} \cdot R_1 \cos^2\theta d\theta - \int_0^\pi \left[2A_1 R_1 + \frac{B_1}{R_1} - \frac{2C_1}{R_1^3} \right] R_1 \sin^2\theta d\theta = \pi B. \end{aligned} \quad (20)$$

Сравнивая значения (19) и (20), получим $N_I = N_{II}$, т.е. нагрузки на внешнем и внутреннем контурах диска взаимноуравновешены.

Из граничных условий на внешнем контуре, уравнений (12), (13) и условия $U_{r(r=R_1)} = U_{\theta(r=R_1)} = 0$, составим систему уравнений для отыскания коэффициентов разложений компонент тензора напряжений, при $n \geq 2$

$$\left. \begin{aligned} nb_{1n} - (n-2)b_{2n} + n\beta^{n+2}b_{3n} - (n+2)\beta^n b_{4n} &= g_{1n}^* = ng_{1n} = 2 \left(\frac{1}{n} \text{Sin} n\theta^* - \theta^* \text{Cos} n\theta^* \right); \\ b_{1n} - b_{2n} - \beta^{n+2} \cdot b_{3n} + \beta^n \cdot b_{4n} &= 0; \\ (1+\nu)n(n+1)\beta^{n-2}b_{1n} - [(1+\nu)n-2(1-\nu)](n-1)\beta^n b_{2n} - (1+\nu)n(n-1)b_{3n} + [(1+\nu)n+2(1-\nu)](n+1)b_{4n} &= 0; \\ (1+\nu)n(n+1)\beta^{n-2}b_{1n} - [(1+\nu)n+4](n-1)\beta^n b_{2n} + (1+\nu)n(n-1)b_{3n} - [(1+\nu)n-4](n+1)b_{4n} &= 0; \end{aligned} \right\} (21)$$

Решение системы линейных уравнений (21) представим в форме Крамера. Найдем определитель системы

$$\Delta_n = \begin{vmatrix} n & -(n-2) & n\beta^{n+2} & -(n+2)\beta^n \\ 1 & -1 & -\beta^{n+2} & \beta^n \end{vmatrix} \begin{vmatrix} (1+\nu)n(n+1)\beta^{n-2} & -(n-1)[(1+\nu)n-2(1-\nu)]\beta^n & -(1+\nu)n(n-1) & [(1+\nu)n+2(1-\nu)](n+1) \\ (1+\nu)n(n+1)\beta^{n-2} & -(n-1)[(1+\nu)n+4]\beta^n & (1+\nu)n(n-1) & -[(1+\nu)n-4](n+1) \end{vmatrix} (22)$$

$$\Delta_n = 4n(n^2-1) \left\{ (1+\nu)(3-\nu) + [(1+\nu)^2 \cdot n^2 - 2 \cdot (1+\nu)^2 (n^2-1) \cdot \beta^2 + \right.$$

$$\left. + \beta^4 \cdot [8 \cdot (1-\nu) + (1+\nu)^2 \cdot n^2] \right\} \cdot \beta^{2(n-1)} + (3-\nu)(1+\nu) \cdot \beta^{4n}. \quad (23)$$

В определителе (22) последовательно заменим столбцы свободными членами системы (21). Найдем определители

$$\Delta_{1n} = \begin{vmatrix} g_{1n}^* & -(n-2) & n\beta^{n+2} & -(n+2)\beta^n \\ 0 & -1 & -\beta^{n+2} & \beta^n \end{vmatrix} \begin{vmatrix} 0 & -(n-1)[(1+\nu)n-2(1-\nu)]\beta^n & -(1+\nu)n(n-1) & [(1+\nu)n+2(1-\nu)](n+1) \\ 0 & -(n-1)[(1+\nu)n+4]\beta^n & (1+\nu)n(n-1) & -[(1+\nu)n-4](n+1) \end{vmatrix}$$

$$\Delta_{1n} = 4 \left(\frac{1}{n} \cdot \text{Sin} n\theta^* - \theta^* \text{Cos} n\theta^* \right) (n^2-1) \left\{ (1+\nu)(3-\nu)n - \right.$$

$$\left. - [(1+\nu)^2 n^2 (1-\beta^2) - (1+\nu)^2 n - 8(1-\nu)\beta^2] \cdot \beta^{2n} \right\} \quad (24)$$

Заменим второй столбец определителя (22) свободными членами системы (21)

$$\Delta_{2n} = \begin{vmatrix} n & g_{1n}^* & n\beta^{n+2} & -(n+2)\beta^n \\ 1 & 0 & -\beta^{n+2} & \beta^n \end{vmatrix} \begin{vmatrix} (1+\nu)n(n+1)\beta^{n-2} & 0 & -(1+\nu)n(n-1) & [(1+\nu)n+2(1-\nu)](n+1) \\ (1+\nu)n(n+1)\beta^{n-2} & 0 & (1+\nu)n(n-1) & -[(1+\nu)n-4](n+1) \end{vmatrix}$$

$$\Delta_{2n} = 4(1+\nu)n(n^2-1) \left(\frac{1}{n} \text{Sin} n\theta^* - \theta^* \text{Cos} n\theta^* \right) \left\{ (3-\nu) - (1+\nu)\beta^{2n-2} [1-\beta^2]n - \beta^2 \right\}. \quad (25)$$

Заменим свободными членами системы (21) третий столбец (22)

$$\Delta_{3n} = \begin{vmatrix} n & -(n-2) & g_{1n}^* & -(n+2)\beta^n \\ 1 & -1 & 0 & \beta^n \end{vmatrix} \begin{vmatrix} (1+\nu)n(n+1)\beta^{n-2} & -(n-1)[(1+\nu)n-2(1-\nu)]\beta^n & 0 & [(1+\nu)n+2(1-\nu)](n+1) \\ (1+\nu)n(n+1)\beta^{n-2} & -(n-1)[(1+\nu)n+4]\beta^n & 0 & -[(1+\nu)n-4](n+1) \end{vmatrix}$$

$$\Delta_{3n} = 4(n^2 - 1) \left(\frac{1}{n} \text{Sinn} \theta^* - \theta^* \text{Cosn} \theta^* \right) \beta^{n-1} \left[(1+\nu)^2 n^2 + 8(1-\nu) \right] \beta^2 - (1+\nu)n \left[(1+\nu)(n+1) + (3-\nu) \right] \beta^{2n}. \quad (26)$$

Заменим четвертый столбец определителя (22) свободными членами системы (21)

$$\Delta_{4n} = \begin{vmatrix} n & -(n-2) & n\beta^{n+2} & g_{1n}^* \\ l & -1 & -\beta^{n+2} & 0 \\ (1+\nu)n(n+1)\beta^{n-2} & -(n-1)[(1+\nu)n - 2(1-\nu)]\beta^n & -(1+\nu)n(n-1) & 0 \\ (1+\nu)n(n+1)\beta^{n-2} & -(n-1)[(1+\nu)n + 4]\beta^n & (1+\nu)n(n-1) & 0 \end{vmatrix}$$

$$\Delta_{4n} = -4(1+\nu)(n^2 - 1) \left(\frac{1}{n} \text{Sinn} \theta^* - \theta^* \text{Cosn} \theta^* \right) \beta^{n-2} \left\{ (1+\nu)[n^2 - (n-1)\beta^2] + (3-\nu)n\beta^{2n-2} \right\} \quad (27)$$

Из выражений (23 - 27) найдем коэффициенты разложений в ряды:

$$\left. \begin{aligned} b_{1n} &= \frac{1}{n} \left(\frac{1}{n} \text{Sinn} \theta^* - \theta^* \text{Cosn} \theta^* \right) \left\{ (1+\nu)(3-\nu)n - [(1+\nu)^2 n^2 (1-\beta^2) - \right. \\ &\quad \left. - (1+\nu)^2 n - 8(1-\nu)\beta^2] \cdot \beta^{2n} \right\} / \\ &\quad \left\{ (1+\nu)(3-\nu) + [(1+\nu)^2 n^2 - 2(1+\nu)^2 (n^2 - 1)\beta^2 + \right. \\ &\quad \left. + (8(1-\nu) + (1+\nu)^2 n^2)\beta^4] \beta^{2n-2} + (3-\nu)(1+\nu) \cdot \beta^{4n} \right\}; \\ b_{2n} &= (1+\nu) \left(\frac{1}{n} \text{Sinn} \theta^* - \theta^* \text{Cosn} \theta^* \right) \left\{ (3-\nu) - (1+\nu)[(1-\beta^2)n - \beta^2] \cdot \right. \\ &\quad \left. \cdot \beta^{2n-2} \right\} / \\ &\quad \left\{ (1+\nu)(3-\nu) + [(1+\nu)^2 \cdot n^2 - 2(1+\nu)^2 (n^2 - 1)\beta^2 + \right. \\ &\quad \left. + (8(1-\nu) + (1+\nu)^2 n^2)\beta^4] \beta^{2n-2} + (1+\nu)(3-\nu) \cdot \beta^{4n} \right\}; \\ b_{3n} &= -\frac{\beta^{n-1}}{n} \left(\frac{1}{n} \text{Sinn} \theta^* - \theta^* \text{Cosn} \theta^* \right) \left\{ (1+\nu)^2 n^2 (1-\beta^2) + (1+\nu)^2 n - \right. \\ &\quad \left. - 8(1-\nu)\beta^2 + (1+\nu)(3-\nu) \cdot n\beta^{2n} \right\} / \\ &\quad \left\{ (1+\nu)(3-\nu) + [(1+\nu)^2 n^2 - 2(1+\nu)^2 \cdot \right. \\ &\quad \left. \cdot (n^2 - 1)\beta^2 + (8(1-\nu) + (1+\nu)^2 n^2)\beta^4] \cdot \beta^{2n-2} + (3-\nu)(1+\nu) \cdot \beta^{4n} \right\}; \\ b_{4n} &= -\frac{(1+\nu)\beta^{n-2}}{n} \left(\frac{1}{n} \text{Sinn} \theta^* - \theta^* \text{Cosn} \theta^* \right) \left\{ (1+\nu)[n^2 - (n-1)\beta^2] + (3-\nu)n \cdot \right. \\ &\quad \left. \cdot \beta^{2n-2} \right\} / \\ &\quad \left\{ (1+\nu)(3-\nu) + [(1+\nu)^2 n^2 - 2(1+\nu)^2 (n^2 - 1)\beta^2 + \right. \\ &\quad \left. + (8(1-\nu) + (1+\nu)^2 n^2)\beta^4] \beta^{2n-2} + (3-\nu)(1+\nu) \cdot \beta^{4n} \right\}. \end{aligned} \right\} \quad (28)$$

Получим асимптотические выражения для коэффициентов b_{1n} , b_{2n} , b_{3n} , b_{4n} . Т. к. при $n \rightarrow \infty$ $\beta^n \rightarrow 0$, $n \cdot \beta^n \rightarrow 0$, $n^2 \cdot \beta^n \rightarrow 0$, в выражениях (28) отбросим слагаемые стремящиеся к нулю, получим

$$b_{1n} \sim \left(\frac{1}{n} \text{Sinn}\theta^* - \theta^* \text{Cosn}\theta^* \right); b_{2n} \sim \left(\frac{1}{n} \text{Sinn}\theta^* - \theta^* \text{Cosn}\theta^* \right); b_{3n} \sim 0; b_{4n} \sim 0. \quad (29)$$

Из выражений (29) следует ограниченность коэффициентов b_{1n} , b_{2n} , b_{3n} , b_{4n} .

С помощью формул (15), (17) и (28) получим компоненты тензора напряжений

$$\left. \begin{aligned} \frac{\sigma_r}{P_{2\max}} &= -\frac{2\theta^*}{2\pi[(1+\nu)+(1-\nu)\beta^2]} \left[(1+\nu) + (1-\nu)\beta^2 \cdot \left(\frac{R_2}{r} \right)^2 \right] - \\ &- \frac{2(\text{Sin}\theta^* - \theta^* \text{Cos}\theta^*)}{[(1+\nu) + (3-\nu)\beta^4][\pi\theta^{*2}]} \left\{ (1+\nu)[(1-\nu) + (1+\nu)\beta^2] \left(\frac{r}{R_2} \right) + \right. \\ &+ \beta^2 \cdot [(1+\nu)^2 - (3-\nu)(1-\nu)\beta^2] \left(\frac{R_2}{r} \right)^3 + (3+\nu) \left(\frac{R_2}{r} \right) \left. \right\} \text{Cos}\theta - \frac{2}{\pi\theta^{*2}} \cdot \\ &\cdot \sum_{n=2}^{\infty} \left[b_{1n} \left(\frac{r}{R_2} \right)^{n-2} - b_{2n} \left(1 - \frac{2}{n} \right) \left(\frac{r}{R_2} \right)^n + b_{3n} \left(\frac{R_l}{r} \right)^{n+2} - b_{4n} \left(1 + \frac{2}{n} \right) \left(\frac{R_l}{r} \right)^n \right] \frac{\text{Cosn}\theta}{n}; \\ \frac{\sigma_\theta}{P_{2\max}} &= -\frac{2\theta^*}{3\pi[(1+\nu) + (1-\nu)\beta^2]} \left[(1+\nu) - (1-\nu)\beta^2 \left(\frac{R_2}{r} \right)^2 \right] - \\ &- \frac{2(\text{Sin}\theta^* - \theta^* \text{Cos}\theta^*)}{[(1+\nu) + (3-\nu)\beta^4][\pi\theta^{*2}]} \left\{ 3(1+\nu)[(1-\nu) + (1+\nu)\beta^2] \left(\frac{r}{R_2} \right) - \right. \\ &- \beta^2 \cdot [(1+\nu)^2 - (3-\nu)(1-\nu)\beta^2] \cdot \left(\frac{R_2}{r} \right)^3 - (1-\nu) \left(\frac{R_2}{r} \right) \left. \right\} \text{Cos}\theta + \frac{2}{\pi\theta^{*2}} \cdot \\ &\cdot \sum_{n=2}^{\infty} \left[b_{1n} \left(\frac{r}{R_2} \right)^{n-2} - b_{2n} \left(1 + \frac{2}{n} \right) \left(\frac{r}{R_2} \right)^n + b_{3n} \left(\frac{R_l}{r} \right)^{n+2} - b_{4n} \left(1 - \frac{2}{n} \right) \left(\frac{R_l}{r} \right)^n \right] \frac{\text{Cosn}\theta}{n}; \\ \frac{\tau_{r\theta}}{P_{2\max}} &= -\frac{2(\text{Sin}\theta^* - \theta^* \text{Cos}\theta^*)}{[(1+\nu) + (3-\nu)\beta^4][\pi\theta^{*2}]} \left\{ (1+\nu)[(1-\nu) + (1+\nu)\beta^2] \left(\frac{r}{R_2} \right) + \right. \\ &+ \beta^2 \cdot [(1+\nu)^2 - (3-\nu)(1-\nu)\beta^2] \left(\frac{R_2}{r} \right)^3 - (1-\nu) \left(\frac{R_2}{r} \right) \left. \right\} \text{Sin}\theta + \frac{2}{\pi\theta^{*2}} \cdot \\ &\cdot \sum_{n=2}^{\infty} \left[b_{1n} \left(\frac{r}{R_2} \right)^{n-2} - b_{2n} \left(\frac{r}{R_2} \right)^n - b_{3n} \left(\frac{R_l}{r} \right)^{n+2} + b_{4n} \left(\frac{R_l}{r} \right)^n \right] \frac{\text{Sinn}\theta}{n} \end{aligned} \right\} \quad (30)$$

В качестве иллюстрации приведены результаты расчёта компонент тензора напряжений диска генератора волн, редуктора ВЗ-1120А перефутеровки рудоразмольной мельницы МГР5500×7500, объёмом 160 м^3 , массой загружаемой руды 220т, (рис. 3 – 5). Для этого редуктора $R_1 = 300\text{ мм}$; $R_2 = 530\text{ мм}$; $b = 30\text{ мм}$; $\theta = 0,63\text{ рад}$. Экспериментальные исследования проводились методом тензометрии дисков того же редуктора (рис. 6 - 12).

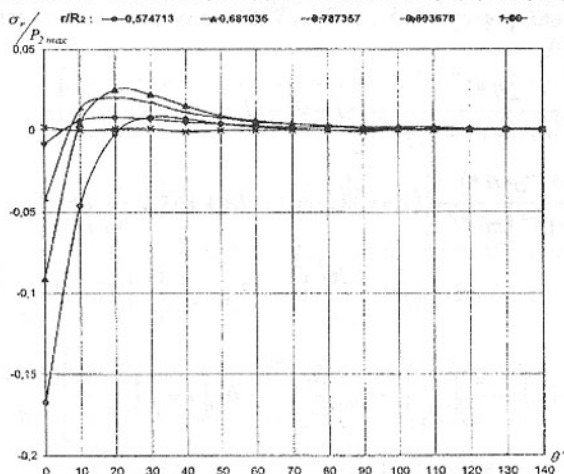


Рис. 3. Теоретическое распределение нормальных напряжений в диске

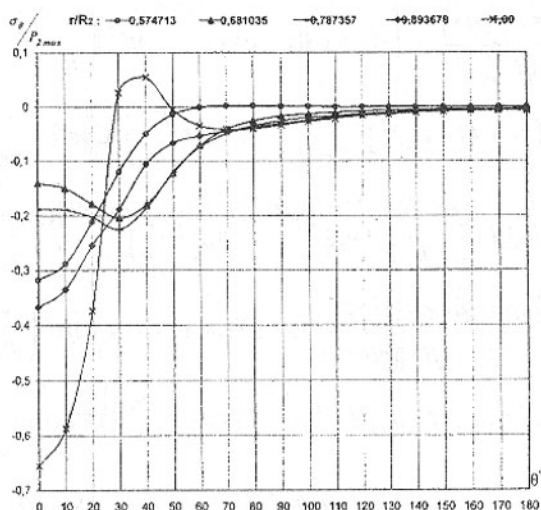


Рис. 4. Теоретическое распределение нормальных окружных напряжений в диске

Для внутренних точек области $\left(\frac{r}{R_2}\right)$ и $\left(\frac{R_1}{r}\right)$ по абсолютной величине не меньше единицы. Так как коэффициенты b_{1n} , b_{2n} , b_{3n} , b_{4n} ограничены, то быстрота сходимости рядов соответствует быстроте сходимости геометрической прогрессии со знаменателем меньше единицы. На внутреннем контуре

$$\frac{r}{R_2} = \frac{R_1}{R_2} = \beta. \quad \text{Поэтому ряды: } \sum_{n=2}^{\infty} b_{1n} \left(\frac{r}{R_2}\right)^{n-2} = \sum_{n=2}^{\infty} b_{1n} \beta^{n-2},$$

$$\sum_{n=2}^{\infty} b_{2n} \left(\frac{r}{R_2}\right)^n = \sum_{n=2}^{\infty} b_{2n} \beta^n - \text{сходятся абсолютно.}$$

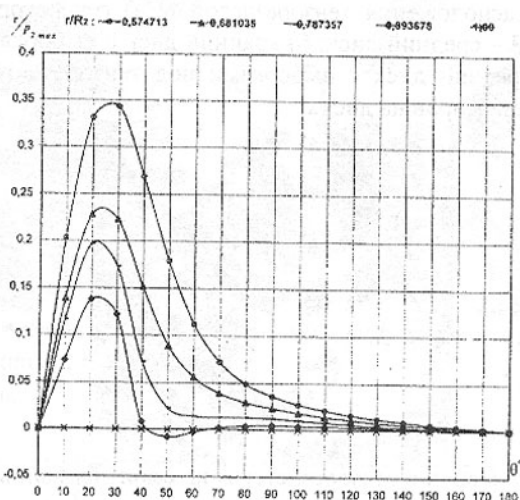


Рис. 5. Теоретическое распределение касательных напряжений в диске

Для b_{3n} и b_{4n} , при $\left(\frac{R_1}{r}\right) = 1$ ($r = R_1$), ряды $\sum_{n=2}^{\infty} b_{3n}$ и $\sum_{n=2}^{\infty} b_{4n}$ сходятся абсолютно, т.к. члены ряда убывают как члены геометрической прогрессии со знаменателем $|\beta| < 1$. Для наружного контура коэффициенты b_{1n} , b_{2n} ограничены. Быстрота убывания имеет порядок $O\left(\frac{1}{n}\right)$. Сходимость можно улучшить объединяя b_{1n} и b_{2n} при $\frac{r}{R_2} = 1$ в одно слагаемое. Однако σ_r и $\tau_{r\theta}$ определяются из граничных условий. Напряжения σ_θ после этого рассчитываются с помощью ряда, который сходится абсолютно, члены ряда

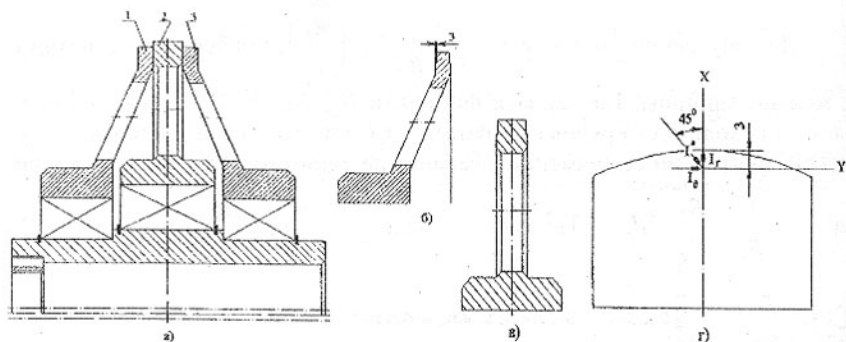


Рис. 6. Схема расположения тензорезисторов: а) генератор волн: 1, 2 - крайние диски; 3 - средний диск; б) крайний диск с выборками под тензорезисторы; в) средний диск с выборками под тензорезисторы; г) схема монтажа тензорезисторов на дисках

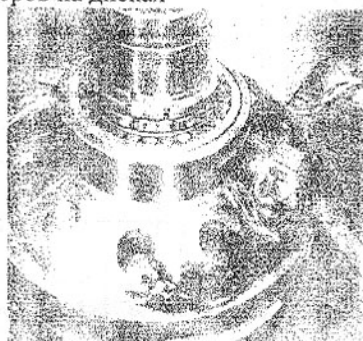


Рис. 7. Генератор волн с тензорезисторами, смонтированными на дисках

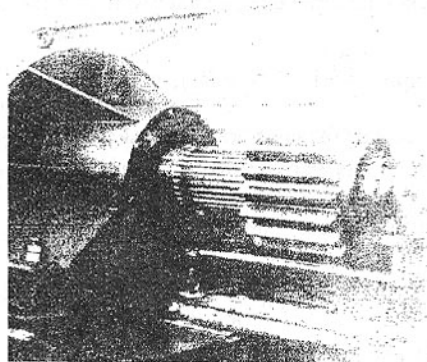


Рис. 8. Волновой зубчатый редуктор привода перефутеровки рудоразмольной мельницы МГР 5500 × 7500

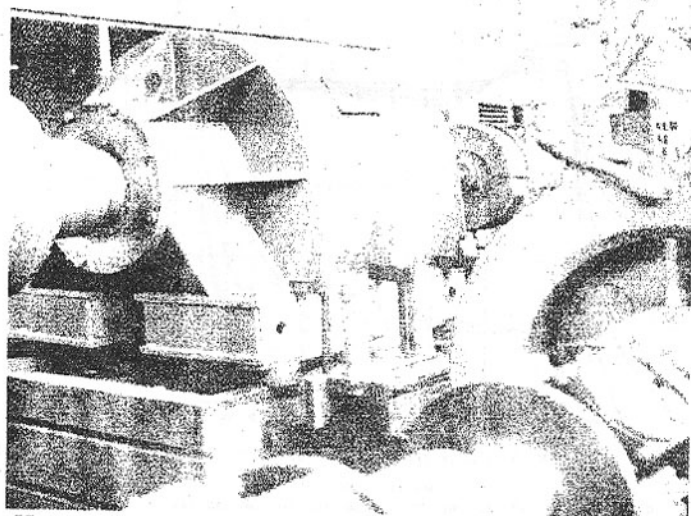


Рис. 9. Испытательный стенд с волновым редуктором привода рудоразмольной мельницы МГР 5500 × 7500

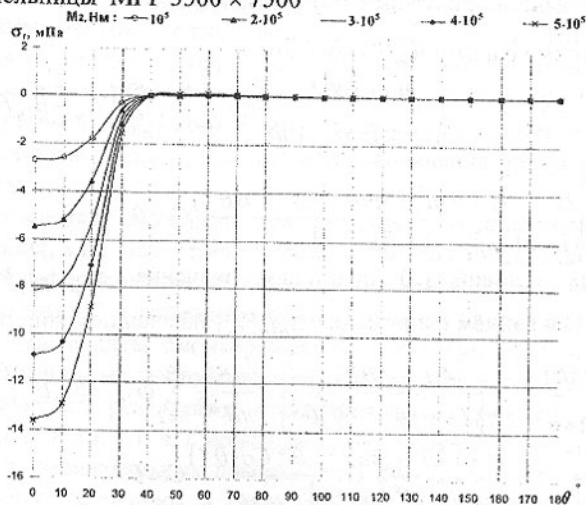


Рис. 10. Распределение нормальных напряжений в диске полученное экспериментально

имеют порядок убывания $O\left(\frac{1}{n}\right)$.

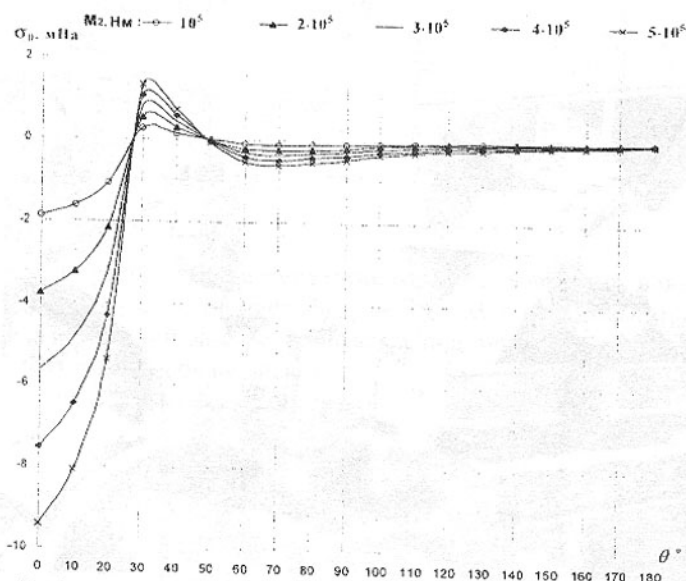


Рис. 11. Распределение нормальных окружных напряжений в диске полученное экспериментально

Из системы уравнений (30) получим

$$\frac{\sigma_{\theta(r=R_2)} + \sigma_r(r=R_2)}{P_{2max}} = -\frac{4(1+\nu)\theta^*}{3\pi[(1+\nu) + (1-\nu)\beta^2]} - \frac{8}{\pi\theta^{*2}} \sum_{n=2}^{\infty} (b_{2n} - b_{4n}\beta^n) \frac{\cos n\theta}{n^2} - \frac{4(1+\nu)[(3-2\nu) + 2(1+\nu)\beta^2](\sin\theta^* - \theta^* \cos\theta^*)}{[(1+\nu) + (3-\nu)\beta^4](\pi\theta^{*2})} \cos\theta. \quad (31)$$

Из граничных условий (3) подставим значение $\sigma_r(r=R_2) = -P_2(\theta)$ в уравнение (31) и найдём напряжения $\sigma_{\theta(r=R_2)}$ на внешнем контуре диска

$$\frac{\sigma_{\theta(r=R_2)}}{P_{2max}} = \frac{P_2(\theta)}{P_{2max}} - \frac{4(1+\nu)\theta^*}{3\pi[(1+\nu) + (1-\nu)\beta^2]} - \frac{8}{\pi\theta^{*2}} \sum_{n=2}^{\infty} (b_{2n} - b_{4n}\beta^n) \frac{\cos n\theta}{n^2} - \frac{4(1+\nu)[(3-2\nu) + 2(1+\nu)\beta^2](\sin\theta^* - \theta^* \cos\theta^*)}{[(1+\nu) + (3-\nu)\beta^4](\pi\theta^{*2})} \cos\theta. \quad (32)$$

Быстрота сходимости рядов для σ_r и σ_{θ} на внешнем контуре диска,

сравнима с быстротой сходимости ряда $\sum_{n=1}^{\infty} \frac{\cos n\theta}{n^2}$.

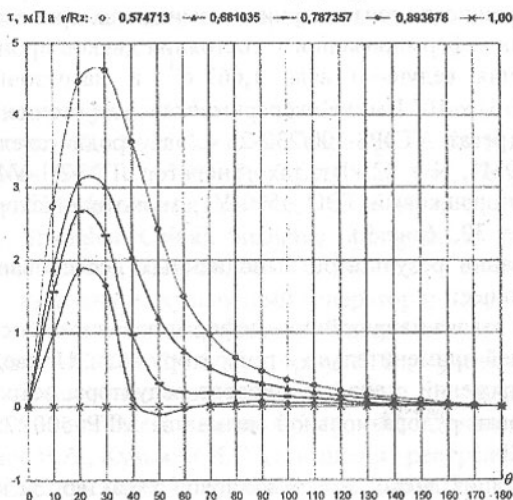


Рис. 12. Распределение касательных напряжений в диске полученное экспериментально

Экспериментальные исследования напряженно — деформированного состояния дисков генератора волн выполнялись с помощью фольговых одно- и трёхэлементных тензорезисторов типа 2ФКТК и ФК-РБ-1×3 с базой измерения 1 мм, обладающих устойчивыми метрологическими характеристиками, в т. ч. высокой чувствительностью, стабильностью и надежностью результатов измерений. В многоэлементных схемах оси двух тензорезисторов ортогональны, ось третьего направлена под углом 45° к осям двух других.

При монтаже тензорезисторы максимально приближены к области исследования, а их оси строго сориентированы относительно главных направлений деформации диска, т. е. в радиальном направлении I_r , окружном I_θ и под углом 45° к указанным ортогональным направлениям I^* (рис. 6). Для внешней защиты смонтированных тензорезисторов использовалось комбинированное маслостойкое синтетическое покрытие (рис. 7).

Надежность результатов измерений обеспечивалась многократным их дублированием, в т. ч. с помощью симметричного размещения тензорезисторов на эквивалентных поверхностях диска (по напряженно — деформированному состоянию), а также повторных измерений. Во избежание случайных ошибок и флуктуаций, по каждому режиму нагрузки редуктора снимались осциллограммы дисков в течение двенадцати оборотов вала генератора волн. Сигналы каждого тензорезистора регистрировались осцил-

лографом по независимой схеме включения. Передача сигналов от тензорезисторов осуществлялась без токоусилителей, что исключило главные естественные погрешности тензометрии динамических процессов.

Измерения деформированного состояния дисков производились при частоте вращения ведущего вала $1,667 \text{ с}^{-1}$ и нагрузочных моментах $M_2 = (1, 2, 3, 4, 5) \times 10^5 \text{ Нм}$, на экспериментальном стенде, включающем: тиристорный агрегат АТЭРЗ-100/230-2У4; электродвигатель постоянного тока ДПМ 41-ОМ1, $N = 22 \text{ кВт}$; тахогенератор ЛТ 32/1-У4; тормоз электромагнитный порошковый ТЭП 4500-У1; мультипликатор с передаточным числом $u_m = 30,1$ (рис. 9).

На основании результатов выполненных исследований можно заключить следующее:

1. Решена задача напряжённо – деформированного состояния диска с жёсткой ступицей применительно к генератору волн. Приведены результаты расчёта напряжений в диске волнового редуктора, встроенного в привод перефутеровки рудоразмельной мельницы МГР5500×7500, выпускаемой АО «НМЗ».

2. Деформация дисков имеет волновой характер. За каждый оборот эксцентрикового вала генератора волн происходит циклическая нагрузка диска, от θ до F_{max} .

3. Нормальные напряжения (сжатия) σ_r приобретают наибольшие значения вдоль большой оси генератора волн ($\theta = 0$) по всей толщине диска. При максимальном нагрузочном моменте $M_{2max} = 5 \cdot 10^5 \text{ Нм}$, на поверхности диска $\sigma_{r(r=R_2)} = -13,6 \text{ МПа}$; максимальное значение напряжения σ_r ,

приобретают на расстоянии 55 мм от внешней поверхности диска, т.е. $\sigma_{r max(r=166 \text{ мм})} = -13,9 \text{ МПа}$.

4. Нормальные окружные напряжения (сжатия) σ_θ принимают наибольшие значения на внутреннем контуре диска ($r = R_1$). При максимальном нагрузочном моменте $M_{2max} = 5 \cdot 10^5 \text{ Нм}$, максимальное значение напряжения σ_θ (сжатия) приобретают на внутреннем контуре диска, на большой осяю генератора волн ($\theta = 0$), $\sigma_{\theta max(r=R_1)} = -9 \text{ МПа}$.

5. В конструкции дисков со ступицей преобладают напряжения сжатия, что благоприятно влияет на работу дисков в условиях переменных нагрузок и твёрдости материала 50 ÷ 55 HRC.

Величина касательных напряжений τ достаточно мала и не оказывает заметного влияния на прочность дисков.

6. Расхождение результатов теоретических и экспериментальных исследований не превышает 6 %, что свидетельствует об их достоверности.

7. Разработанная методика расчёта напряжений в дисках генератора волн, без труда распространяется на задачи исследования напряжённо – деформированного состояния роликов, дисков, катков с подобными краевыми условиями.

Список литературы: 1. Иванов М. Н. Волновые зубчатые передачи. М: Высшая школа, 1981. 184с. 2. Choosy about gears. Stoehr Jeffry D. Tool. and Prod. 2001.66, №10, с. 65–67. 3. Zhong Liangwei, Zeng Xiaojing, Zou Xuping (College of Mechanical Engineering, University of Shanghai for Science and Technology, Shanghai, China). Shanghai ligong daxue xuebao - J. Univ. Shanghai Sci. and Technol. 2002. 24, Ns 2, с. 149–152. 4. Иванов М.Н., Сорокин А.Н. Расчёт нагрузки на кулачковый генератор и напряжений растяжения в гибком колесе волновой передаче // Известия вузов. Машиностроение. – 1980. – № 6. – С. 15 – 19. 5. Григорьев В. Г., Гузенков В.П. К вопросу о нагрузочной способности волновых зубчатых передач с дисковым генератором волн // Волновые передачи: Сб. тр. – М.: Станкин, 1975. – С. 181 – 186. 6. Абрамов В.А., Кузьмин И.С. Повышение ресурса работы волнового редуктора // Вестник машиностроения. 1987. №10. С. 12–13.

Сдано в редакцию 29.05.03

Рекомендовано д.т.н., проф. Михайлов А.Н.

ВДОСКОНАЛЕННЯ СИСТЕМИ АДАПТИВНОГО КЕРУВАННЯ ТОЧНІСТЮ НА ШЛІФУВАЛЬНОМУ АВТОМАТІ ME 280CO

Марчук В.І., Кайдик О.Л., Заблоцький В.Ю. (Луцький державний
технічний університет, м. Луцьк, Україна)

Adaptive system of accuracy control is applied in fine grinding of needle roller bearing rings on flange grinding automatic machine ME 280CO. Based on the analysis of technological system accuracy upgrading of control system was conducted in order to ensure and stabilize quality parameters of mechanical treatment.

Підвищення вимог до якості підшипників, розширення виробництва малошумних та експортних підшипників невеликих партій з широкою номенклатурою типорозмірів і серій обумовлює необхідність вдосконалення виробничих процесів, засобів технологічного та метрологічного оснащення, використання прогресивних форм і методів організації виробництва, методів адаптивного контролю, та керування технологічними процесами для забезпечення високого рівня технологічної гнучкості автоматизованого підшипникового виробництва.

При фінішному шліфуванні стопорної канавки кільця карданного роликотидшипника на бортико-шліфувальному автоматі моделі МС 280СО виникає проблема забезпечення точності розміру $L=12.5^{+0.027}$ між площиною дна внутрішньої поверхні кільця та правим бортом канавки яка

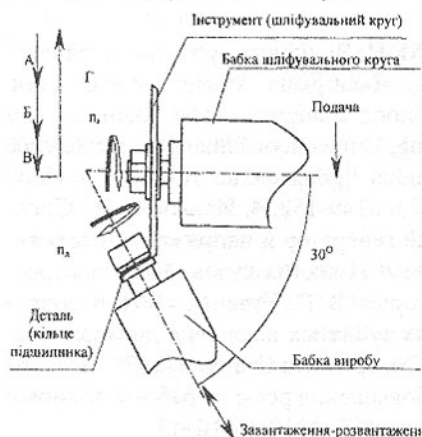


Рис. 1. Технологічна схема шліфування канавки кільця карданного підшипника: А - швидкісний підвід інструмента до зони шліфування; Б - робоча подача інструмента (чорнове врізне шліфування); В - сповільнена подача інструмента - режим чистового шліфування; Г - швидке відведення в початкове положен-

розміщена на зовнішній циліндричній поверхні кільця. Аналіз конструкції деталі, умов перебігу шліфувальної операції, кінематики верстату, системи автоматичного контролю та керування дозволив зробити висновок про те, що на точність розміру $L=12.5^{+0.027}$ при обробці канавки кільця карданного роликотидшипника впливають систематичні та випадкові похибки технологічної системи, що мають місце при шліфуванні на шліфувальному автоматі МС 280СО.

На рис. 1 показана схема шліфування стопорної канавки кільця. Робочими рухами шліфування є обертальний рух деталі, обертальний рух шліфувального круга, а також рух подачі бабки шліфувального круга в напрямку його врізання в поверхню деталі. Деталь базується на оправці шпиндельного вузла, завантажувється автоматично на завантажувальній позиції і на робочу позицію подається за допомогою допоміжного руху шпиндельної бабки виробу в напрямку робочої позиції. Чорнове формування поверхні канавки проводиться на попередній автоматно-токарній операції, а шліфування канавки на автоматі МС 280СО є чистовим (фінішним).

Система адаптивного контролю та керування шліфуванням бортико-шліфувальним автоматом враховує зміну припуску на шліфування, який формується на попередній токарній операції, а також зміну діаметра та форми ріжучої частини шліфувального круга після його чергового рівняння (правки).

Система адаптивного контролю та керування шліфуванням бортико-шліфувальним автоматом враховує зміну припуску на шліфування, який формується на попередній токарній операції, а також зміну діаметра та форми ріжучої частини шліфувального круга після його чергового рівняння (правки).

На рис. 2 приведена схема системи адаптивного контролю та керування шліфуванням на основі використання пневмо-електричної системи. Пристрій складається з нерухомої плити 4, яка закріплена на станині

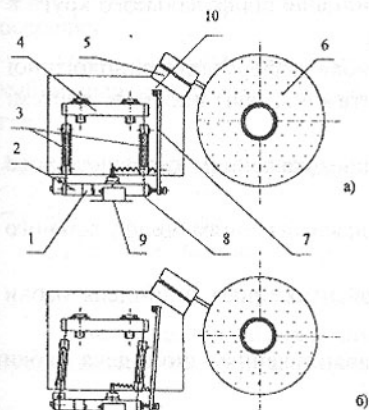


Рис. 2. Схема пристрою адаптивного контролю та керування шліфуванням: а) - до правки круга; б) - після правки.

1 - Гвинт-заслонка; 2 - Каретка; 3 - Пластиначаті пружини; 4 - Плита; 5 - Система алмазного вирівнювання; 6 - Шліфувальний круг; 7 - Важіль правки; 8 - Пружина; 9 - Вимірююче сопло; 10 - Вісь механізму вирівнювання круга

бортико-шліфувального автомата та рухомої каретки 2 кінематичне зв'язаної через важіль 7 з віссю 10 механізму рівняння круга 5. Нерухома плита 4 з'єднана з рухомою кареткою 2 за допомогою пластинчатих пружин 3, що утворюють плоско-пружинний паралелограм адаптивної системи. Зменшення діаметра круга 6 при черговому його рівнянні супроводжується переміщенням нижньої каретки 2 через важіль 7 (рис. 2.) вліво і тим самим змінюється розміщення заслонки 1. Пневмо-електрична система контролю та керування відносно вимірювального сопла 9 кінематичне зв'язана з механізмом робочої подачі інструмента вирівнювання 6. Зміна положення каретки 2 після декількох вирівнювань шліфувального круга показана на рис. 2 б).

Загальна похибка технологічної системи при суміщенні кінематики різання з системою адаптивного контролю та керування шліфуванням складається з наступних двох груп похибок (рис. 3):

- кінематичні похибки, що пов'язані з кінематикою обробки;
- похибки вимірювання та керування, які віддзеркалюють неточність елементів системи контролю та керування шліфуванням.

На похибку кінематики різання впливають наступні складові:

- похибка геометричних параметрів - вона є однією з основних величин відхилення дійсних розмірів в технологічній системі, до її слід віднести:

$\Delta l_{ршшк}$ - радіальне биття центруючої поверхні шпинделя шліфувального круга;

$\Delta l_{ошшк}$ - осьове биття центруючої поверхні шпинделя шліфувального круга;

$\Delta l_{рббв}$ - радіальне биття центруючої поверхні шпинделя бабки виробу;

$\Delta l_{оббв}$ - осьове биття центруючої поверхні шпинделя бабки виробу;

$\Delta l_{\text{цоник}}$ - неперпендикулярність осі шпинделя шліфувального круга в напрямку переміщення шліфувальної бабки.

- похибка жорсткості верстата - похибка деформації технологічної системи під впливом нестабільних навантажень, які діють в системі змінної жорсткості, до її слід віднести:

$\Delta l_{\text{цншр}}$ - відносне переміщення під навантаженням шліфувального шпинделя в радіальному напрямку;

$\Delta l_{\text{цншо}}$ - відносне переміщення під навантаженням шліфувального шпинделя в осьовому напрямку;

$\Delta l_{\text{впр}}$ - відносне переміщення під навантаженням шпинделя бабки виробу в радіальному напрямку;

$\Delta l_{\text{впо}}$ - відносне переміщення під навантаженням шпинделя бабки виробу в осьовому напрямку;

- відносне переміщення плити та салазок.

- похибка допоміжного ходу - яка пов'язана коливанням неконтактуючих елементів технологічної системи, слід віднести:

$\Delta L_{\text{кшбвз}}$ - коливання шліфувальної бабки відносно бабки виробу.

- похибка вимірювання та керування:

- інструментальна похибка (Δi) - похибка виготовлення та юстування приладу активного контролю, а також недосконаленість його принципової схеми;

- похибка системи вимірювання ($\Delta_{\text{св}}$) - похибка вибраної для вимірювання схеми, базування і умов проведення замірів, які не дозволяють обмежити вплив відомих осередків похибок;

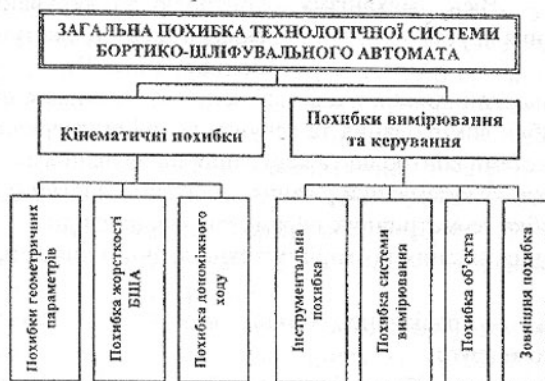


Рис. 3. Загальна похибка технологічної системи бортико-шліфувального автомата моделі МС 280СО

- похибка об'єкта ($\Delta_{\text{до}}$) - похибка спричинена технічною характеристикою засобу вимірювання;

- зовнішня похибка ($\Delta_{\text{із}}$) - виникає під впливом зовнішнього середо-

вища, залежить в основному від дії робочого середовища та температури осередку.

Для побудови алгоритму рішення задачі визначення загальної похибки значення сумарної похибки кінематичної системи [2] буде мати вигляд:

$$\Delta_K = \sqrt{(\Delta I_{РББВ} + \Delta I_{ВПБР})^2 + (\Delta I_{ОББВ} + \Delta I_{ВПО})^2 + \Delta I_{ВПНСТ} - \sqrt{(\Delta I_{РШШК} + \Delta I_{НШШР})^2 + (\Delta I_{ОШШК} + \Delta I_{НШШО})^2 + \Delta I_{НОШК} + \Delta I_{ВППСВ} - \Delta I_{КШББВ}} \quad (1)$$

Похибка системи контролю та керування визначається за формулою:

$$\Delta_{СКК} = \sqrt{\Delta I_1^2 + \Delta I_{СВ}^2 + \Delta I_O^2 + \Delta I_3^2} \quad (2)$$

Очевидно, що загальна похибка обробки та керування шліфуванням буде рівною (в окремих випадках враховуються і векторні суми похибок):

$$\Delta_{БША} = \Delta_K + \Delta_{СКК} \quad (3)$$

Числові значення всіх перерахованих складових похибок регламентовані паспортом верстату, а їх дійсне значення уточнювалось при регламентованих випробуваннях жорсткості елементів технологічної системи.

Проведені дослідження на робочих місцях, з метою підвищення точності механообробки після фінішної алмазно-абразивної обробки кілець карданних підшипників на ВАТ "Луцький підшипниковий завод" показали, що основним напрямком підвищення точності лімітуючого розміру - є зменшення похибки вимірювання шляхом зміни, менш точної, пневмо-електричної системи контролю шліфуванням на електронну систему з використанням індуктивних перетворювачів [1].

Суть проведеної модернізації полягає в заміні вимірювального пневматичного сопла 9 (рис. 2.) на індуктивний давач, який за допомогою електронного блоку подає диференційований та підсилений сигнал на систему керування бортико-шліфувального автомата. Як показали дослідження модернізація системи дала змогу зменшити загальну похибку. Так, при вимірюванні пневмо-електричною системою похибка вимірювання і керування складала АПЕС^ОЦ мм., при чому її величина змінювалась в широких межах під дією випадкових чинників, наприклад, від попадання абразивних частинок та залишків мастильно-охолоджуючих матеріалів. Похибка індуктивного перетворювача на порядок менша і виключає можливість небажаної дії чинників виробничого середовища, завдяки чому підвищується стабільність технологічного процесу.

Для оперативного визначення та прогнозування точності механообробки в автоматизованій системі керування якістю розроблений алгоритм обчислення сумарної похибки шліфування з можливістю його адаптації до зміни технологічно-конструктивних чинників та умов механообробки.

Впровадження розробок у виробництво даю змогу зменшити число бракованих деталей. Річний економічний ефект від впровадження становить 60 тис. грн.

Список літератури: 1. В.І. Марчук, В.Т. Михалевич, В.В. Красовський "Дослідження характеристик індуктивного перетворювача лінійних переміщень": Автоматизация: проблеми, идеи, решения: Матеріальні між-дунар. науч.-техн. конф., 20-24 мая 2002г. -Севастополь: Изд-во СевНТУ, 2002. - с. 145-148. 2. П.А. Кораблев «Точность обработки на металлорежущих станках в приборостроении», - М.: МАШИЗ, 1962г. - 258с.

Сдано в редакцію 10.06.03

Рекомендовано д.т.н., проф. Тока А.

МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСУ МІКРОРІЗАННЯ АБРАЗИВНИМ ЗЕРНОМ З ВИЗНАЧЕННЯМ ТЕМПЕРАТУР

Морозов В.О., Лянце Е.В., Морозов Е.В.

(ЛІМ ЛТК, ЛЕКом, Львів, Україна)

The problem of model operation of the process of microcutting by abrasive grain is decided at the level of definition of strains and temperatures in plastic layer by a finite element method.

Метод математичного моделювання застосовано для визначення температурного поля, що утворюється внаслідок процесів деформації та тертя в області різання. На поверхню деталі діють термодинамічні цикли різання окремими абразивними зернами, що спричиняє появу фазових та структурних перетворень матеріалу. Напруження в зоні контакту зерен зростають до межі міцності матеріалу, тоді зерна розсувають матеріал і одночасно спричиняють пластичну деформацію. Поверхня руйнується під час її охолодження, тобто виходу із зони різання. На формування фізико-механічних властивостей поверхневого шару впливають просторово-часові температурні та деформаційні поля. Особливого значення набувають градієнти температур у зоні охолодження. Теплові процеси та важконапружений стан матеріалу мають функціональний зв'язок з режимними параметрами обробки, властивостями матеріалу та способом охолодження. Визначивши ці зв'язки можна прогнозувати фізико-механічний стан поверхневого шару на етапі проектування технологічних процесів. Встановлено [1], що при різанні конструкційних матеріалів майже вся робота різання переходить в тепло, тому визначення температур при шліфуванні методами математичного моделювання є актуальним. Аналіз останніх досліджень і публікацій показує, що питанням моделювання мікрорізання присвячені роботи багатьох дослідників процесу шліфування [2,3,4], однак вони вирішу-

ють часто локальні задачі або суцільно деформаційні і силові, або теплові й енергетичні, або формування властивостей поверхні після обробки. Накопичено значний досвід рішення задач обробки металів тиском методами конформних відображень (МКВ) і кінцевих елементів (МКЕ). Реалізовано спроби моделювання процесу різання різцем з використанням МКВ і МКЕ [2,5], в той же самий час задача мікрорізання окремим зерном може бути виділена як невирішена частина загальної проблеми масового мікрорізання.

Новим науковим напрямком є застосування МКВ і МКЕ для рішення задач шліфування, що започатковано в роботі [3]. Незважаючи на перемінний характер швидкості врізання, перетину стружки на вході і виході зерна з заготовки, у другому випадку в моделі може розглядатися загальна плоска задача визначення температурного стану оброблюваного

матеріалу при різанні одиничним зерном з умовно постійною швидкістю. Умовно сталий процес різання спостерігається на глибині $a_z = \text{const}$ з найбільшою довжиною переміщення L . Абразивне зерно апроксимується у виді багатогранника неправильної форми, що є задовільним наближенням до реального об'єкту, зокрема - багатогранник, вершина якого вписана в сферу радіуса ρ , тоді в перетині контур зерна буде представляти ламану лінію. Пропонована модель зерна за своїм обрисом наближається до об'єкта і дозволяє врахувати площадку зносу довжиною l_z . В деяких випадках, коли ми маємо умовно гостре зерно площадка зносу відсутня, $l_z = 0$. Інші параметри, що характеризують зерно, такі, як кут загострення вершини β , об'єм і площа поперечного перерізу, коефіцієнти форми зерна, приймаються за традиціями моделювання процесу шліфування [7]. У запропонованій моделі сформульована ціль та зроблена спроба реалізації комплексного підходу до процесів, що відбуваються при шліфуванні на підставі механіки суцільного середовища [5,6].

Основні допущення при моделюванні процесу мікрорізання зерном:

- зерно за формою представляє в загальному випадку багатогранник;
- у кожен момент часу рух середовища вважаємо сталим;
- зерно є абсолютно жорстке, тверде тіло, а матеріал - ізотропне і пластичне тіло;
- пружні деформації і зміна об'єму оброблюваного матеріалу не враховуються, всі деформації і тертя переходять у тепло.

Згідно прийнятих в моделі допущень процес мікрорізання являє собою плоску стаціонарну неізотермічну течію в'язко-пластичного, нестискаемого середовища по поверхні зерна з виділенням тепла (Рис. 1).

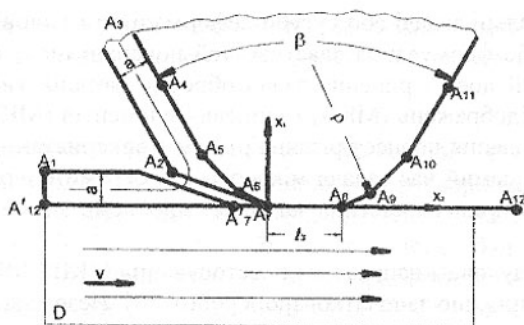


Рис. 1. Область пластичної течії

Швидкість руху матеріалу на вході і виході в пластичну зону під зерном дорівнює швидкості різання V . Вхідний потік внаслідок контакту з умовно твердою стінкою у вигляді контура зерна $A_4 A_5 A_6 A_7 A_8$ на виході поділяється на дві частини. Одна частина іде в стружку вище A_6 , інша - у заготовку. При вході в заготовку частина потоку рухається нижче A_7 . Область течії D представляє напівнескінченний багатокутник $A_1 A_2 A_3 A_4 A_5 A_6 A_7 A_8 A_9 A_{10} A_{11} A_{12}$. Її форма залежить від глибини різання a_z , товщини стружки s_{ct} , координат точок, що визначають геометрію зерна. Зокрема, геометрія зерна визначається p_z , l_z , β і ламаною лінією в межах точок $A_4 A_5 A_6 A_7 A_8$. В точці A_7 відбувається розрив швидкостей і поділ потоків на лінії $A_2 A_7$, на ділянці $A_7 A_6 A_5 A_4$ в межах контакту стружки з зерном, $A_7 A_8 = l_z$ - відрізок, що відповідає величині зносу зерна. Для гострого зерна в початковий момент різання A_7 збігається з A_8 і $l_z = 0$. Задаючи різні значення l_z , можна моделювати вплив зносу на напружено-деформований стан оброблюваного матеріалу під зерном. Координати точок A_k легко визначити, тому що відомі p_z , β і γ - передній кут зерна. Задаючи l_z , a_z обчислюється a_{ct} з врахуванням усадки стружки.

Процес течії оброблюваного матеріалу в області контакту з зерном описується замкнутою системою рівнянь:

рівноваги

$$\frac{\partial \sigma_{ij}}{\partial x_i} = 0$$

пластичності Сен-Венана-Мізеса

$$S_{ij} = \frac{2T}{H} \xi_{ij};$$

кінематичних співвідношень для швидкостей деформацій

$$\xi_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial V_i}{\partial x_j} + \frac{\partial V_j}{\partial x_i} \right);$$

нестискання матеріалу

$$\operatorname{div} \vec{V} = 0;$$

теплопровідності

$$c\rho V_i \frac{\partial \Theta}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(k \frac{\partial \Theta}{\partial x_i} \right) + \frac{kTH}{J};$$

реологічне

$$T = T(H, \Theta)$$

де $i, j = 1, 2$; σ_{ij} , ξ_{ij} - компоненти тензорів напруження і швидкості деформації; V_i - компоненти вектора швидкості; $S_{ij} = \sigma_{ij} \sigma_{ij} \sigma_o$ - компоненти дивіатора напружень; $\sigma_o = \sigma_{ij}/2$ - середнє напруження;

$T = \sqrt{1/2 S_{ij} S_{ij}}$ - інтенсивність дотичних напружень; $H = \sqrt{2 \xi_{ij} \xi_{ij}}$ - інтенсивність швидкості деформації; Θ - температура; ρ - щільність; c - питома теплоємність; J - механічний еквівалент тепла; k - коефіцієнт теплопровідності; K - коефіцієнт переходу роботи пластичної деформації у тепло.

При мікрорізанні виникають як пружні так і пластичні деформації, які супроводжуються тепловими процесами, вони є причиною появи термічних напружень. Рішення такої задачі є досить складним, але в літературі є приклади таких рішень [8,9]. При цьому використовують асоційований закон пластичної течії, з врахуванням залежності межі текучості від температури.

Процес моделювання мікрорізання розбивається на такі етапи:

- створення бази модельних даних, що містить інформацію про реологічні та теплофізичні властивості матеріалів з використанням математичних методів апроксимації чи прямого розрахунку потрібних параметрів;
- розв'язання деформаційної задачі з визначенням конкретних значень параметрів (геометрія, крайові умови, деформації, побудова ізоліній деформацій, векторного поля руху пластично деформованого матеріалу та інше);
- розв'язання теплової задачі з визначенням джерел тепла та температури, що породжується роботою деформації з розв'язанням задачі теплопровідності;
- перерахунок та уточнення вхідних даних для деформаційної задачі з урахуванням нового температурного стану оброблюваного матеріалу;
- рішення силової задачі (напруження, сили, потужність).

На рис.2 показано розраховані ізолінії температур в пластичній зоні, які визначені на підставі попереднього рішення деформаційної задачі, яка зараз не приводиться. Максимального значення температура набуває на передній поверхні зерна в околі точки А5, що викликано комбінованою дією дисипації механічної енергії в процесі утворення стружки та теплоти

тертя на межі двох середовищ. Іншим джерелом, що генерує тепло є площа зносу та зона, в якій підминається матеріал. Тут мають місце інтенсивні деформації і тертя з активним виділенням тепла. Більш низька температура на вільній поверхні матеріала викликана охолоджуючою дією оточуючого середовища. Розрахунки дозволяють визначити температуру в верхніх шарах оброблюваної поверхні після проходження зерна.

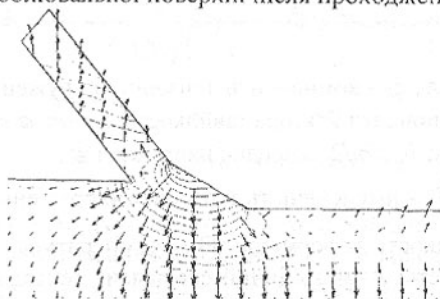


Рис. 2. Розв'язок задачі моделювання поля температур при мікрорізанні

Таким чином, отримане по моделі загальне рішення для температурного поля може бути використано в багатьох прикладних випадках з урахуванням реологічних властивостей конкретних матеріалів, що шліфуються.

Список літератури: 1. Бобров В.Ф. Основы теории резания металлов. - М.: Машиностроение, 1975. - 344с. 2. Гун Г.Я., Математическое моделирование процессов обработки металлов давлением. - М.: Металлургия, 1983. - 352с. 3. Морозов В.А., Гун Г.Я., Ладик В.А. Алгоритм модели процесса микрорезания //Известия вузов. Машиностроение. - 1988. - №9. - С. 142-152. 4. Philip Koshy, V.K/ Jain and Lal A model for the topography of diamond grindind wheels //Wear, №169. -1993. - С.237-242 5. Колмогоров В.Л. Механика обработки металлов давлением.- М.: Металлургия, 1986. - 688с. 6. Остафьев В.А. Физические основы процесса резанья металлов. - Киев: Вища школа, 1976.- 136с. 7. Островский В.И. Теоретические основы процесса шлифования. - Л.: Изд-во Ленинградского ун-та, 1981. - 144с. 8. Резников А.Н. Управление тепловыми явлениями при шлифовании // Машиностроитель. - 1982. - №9. - С. 13-15. 9. Гун Г.Я. Теоретические основы обработки металлов давлением. (Теория пластичности). - М.: Металлургия, 1980. - 456с.

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ КОНТАКТНОГО ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ ШИНЫ С ДОРОГОЙ

Кваша Э.Н., Рудасёв В.Б. (ДГТУ, г. Днепродзержинск, Украина)

Apprication of the strained- deformed condition of "hot" and "cold" trunk of the quarry dump-trucks under mining-transport works.

Современный уровень горно-транспортных работ обуславливает (вызывает) повышенные требования к технико-экономическим и эксплуатационным характеристикам применяющихся пневматических шин. Расходы по приобретению, в частности, сверхкрупногабаритных (СКГШ) шин не редко составляют до 50 % всех эксплуатационных расходов, затраченных при обслуживании и ремонтах карьерных автосамосвалов.

В настоящее время отечественная промышленность (Украина) для карьерных автосамосвалов выпускает шины диагональной конструкции. В частности, были проведены исследования СКГШ размером 33.00-51 применяемые для автосамосвалов особо большой грузоподъёмности (75...180 т). Данная шина предназначена для использования на карьерных самосвалах при повышенных скоростях и плечах перевозки (до 7,5 км) и там, где есть опасность тепловых отслоений. Стоимость такой шины западных производителей (например, фирмы «Pirelli») составляет 10 тыс. долларов, отечественная, аналогичная шина стоит в 2...1,5 раза дешевле.

Анализ результатов эксплуатации СКГШ показал [1], что основным критерием их работоспособности является температура разогрева каркаса и протектора, которая при нормативных режимах эксплуатации автосамосвалов достигает 110...130°C, что приводит к термодистукции материала.

При соморазогреве катящейся шины происходит и внутреннее увеличение давления на 15-20%. Это связано с гистерезисными потерями в резинкордных слоях каркаса и резине протектора при циклическом изменении деформаций.

Представляет интерес оценить напряженно-деформированное состояние «горячей» шины с напряженно-деформированным состоянием «холодной» шины.

Для расчётов использовалась модель нелинейной, моментной оболочки шины на действие всех возможных эксплуатационных нагрузок с учётом температуры саморазогрева при качении.

Эксплуатационные нагрузки с позиций механики можно представить шестью компонентами нагружения: тремя силовыми и тремя моментными. На рисунке 1 представлена расчётная схема взаимодействия шины с дорожным покрытием при нагружении внутренним давлением и радиальной нагрузкой.

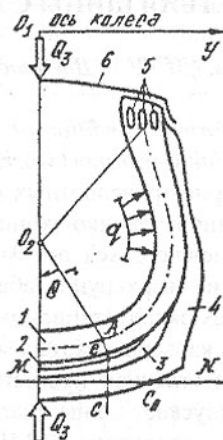


Рис. 1. Схема контакта шины с дорогой: 1 - каркас, 2 - брекер, 3 - подканавка, 4 - протектор, 5 - бортовое кольца, 6 - обод

Контактная задача по своей сути является нелинейной, так как при её решении неизвестны одновременно контактные усилия и зоны контакта. При этом следует отметить, что корректно поставленная контактная задача предполагает наличие односторонних связей в зонах контакта в процессе нагружения, т.е. возможность изменения размеров и форм контактных зон.

По площади контакта F_c должны выполняться условия равновесия при заданных нагрузках

$$\begin{aligned} P_1 &= \int_{F_c} G_n \gamma_1 dF_c; & P_2 &= \int_{F_c} G_n \gamma_2 dF_c; & P_3 &= \int_{F_c} G_n \gamma_3 dF_c; \\ M_1 &= \int_{F_c} E_n \epsilon_n x_i dF_c; & M_2 &= \int_{F_c} E_n \epsilon_n y_i dF_c; \\ M_{12} &= \int_{F_c} (G_n \gamma_1 y_i + G_n \gamma_2 x_i) dF_c. \end{aligned} \quad (1)$$

Совокупность шести силовых условий (1) позволяет моделировать все возможные эксплуатационные нагружения: радиальную, боковую, тормозную нагрузки и три моментных силовых фактора, возникающих при качении шины с известным развалом схождения.

Решение нелинейной краевой задачи возможно только численными методами. При всём их разнообразии они приводят нелинейные дифференциальные уравнения к системе нелинейных алгебраических уравнений, которые решаются методом последовательных приближений. Получение и решение системы нелинейных алгебраических уравнений высокой размерности связано со значительными математическими трудностями [7].

Возможен принципиально иной подход: использовать метод последовательных приближений на более раннем этапе решения, не прибегая к выводу нелинейных алгебраических уравнений [8]. Для этого используем энергетический подход к решению контактной задачи, т.е. запишем функционал полной энергии шины и будем находить неизвестные функции, используя принцип минимума полной энергии для действительного состояния системы [9,10]

$$\mathcal{E} = U - W, \quad (2)$$

где U – потенциальная энергия деформации оболочки; W – потенциал внешних сил, действующих на оболочку.

С учётом принятых гипотез для слоистой оболочки имеем

$$\mathcal{E} = 1/2 \sum_{K=1}^2 \int_{V_K} (\sigma_{11}^K \varepsilon_{11}^K + \sigma_{22}^K \varepsilon_{22}^K + \sigma_{33}^K \varepsilon_{33}^K + \sigma_{12}^K \varepsilon_{12}^K + \sigma_{13}^K \varepsilon_{13}^K + \sigma_{23}^K \varepsilon_{23}^K) dV_K + \mathcal{E}_n - \int_{F_q} (q_1 u_1 + q_2 u_2 + q_3 u_3) dF_q, \quad (3)$$

где V_K – объём оболочки;

F_q – поверхность, по которой действует нагрузка;

$q_1, u_1, q_2, u_2, q_3, u_3$ – нагрузки и перемещения соответственно по трём ортогональным направлениям.

При минимизации функционала (5) в дополнение к краевым условиям и условиям нагружения эксплуатационной нагрузкой (1), (2) необходимо выполнить условия на лицевых поверхностях шины:

а) на внутренней поверхности

$$\sigma_{33} = q; \quad \sigma_{13} = \sigma_{23} = 0;$$

б) на наружной поверхности в контактной зоне

$$\sigma_{33} = q_3; \quad \sigma_{13} = q_1; \quad \sigma_{23} = q_2;$$

в) вне зоны контакта

$$\sigma_{33} = \sigma_{13} = \sigma_{23} = 0.$$

Для решения задач прочности и долговечности шин разработан комплекс программ для персональных ЭВМ, которые позволяют определить основные силовые и температурные параметры шины: усилия в нитях корда; напряжения в резинах; деформации каркаса, брекера, подканавки и протектора; контактные давления и размеры пятна контакта; перемещения шины под нагрузкой (нагрузочные характеристики шины); температурные поля шины; силы сопротивления качению; расчётный ресурс.

С целью повышения эксплуатационной производительности шины были выполнены расчеты напряженно-деформированного состояния разных вариантов шины 33.00-51 мод. В-273. Исследуемые модели шин отличались нагрузкой, внутренним давлением и числом бортовых колец.

Модель В-273 отличается шириной шины и несколько другим армированием слоев.

В таблицах 1-4 представлены основные расчетные характеристики, указанных выше моделей шины.

В таблице 5 представлены сравнительные результаты основных расчетных характеристик «горячей» и «холодной» шины.

Таблица 1 – Основные расчетные характеристики шины модели В-273 (три бортовых кольца)

Внутр. давл., кПа	560	560	580	580
Рад. нагр., кг	35500	35500	37500	37500
Скорость, км/ч	0	30	0	30
Прогиб, мм	162	155	163	159
Ресурс, км:				
по короне	40200	43400	37600	45900
по стенке	49600	50200	42600	52200
Макс. темп., °C	0	105	0	110
Коэф. сопр. качен.	0,00211	0,00239	0,00220	0,00240
Макс. конт. давл., кПа	740	920	820	950
Средн. конт. давл., кПа	525	562	505	570
Макс. усилия в корде, Н:				
по короне	13	16	13	16
коэф. запаса прочн.	22	18	22	18
Макс. усилия в корде, Н:				
у бортовых колец	41	36	34	39
коэф. запаса прочн.	7,2	8,1	8,5	7,5

Таблица 2 – Основные расчетные характеристики шины модели В-273 (четыре бортовых кольца)

Внутр. давл., кПа	560	560	580	580
Рад. нагр., кг	35500	35500	37500	37500
Скорость, км/ч	0	30	0	30
Прогиб, мм	163	150	166	157
Ресурс, км:				
по короне	38000	43300	36500	45000
по стенке	41700	35500	36800	38100
Макс. темп., °C	0	103	0	113
Коэф. сопр. качен.	0,00218	0,00212	0,00221	0,00230
Макс. конт. давл., кПа	930	740	9100	670
Средн. конт. давл., кПа	509	511	505	545
Макс. усилия в корде, Н:				
по короне	15	15	15	17
коэф. запаса прочн.	19	19	19	17
Макс. усилия в корде, Н:				
у бортовых колец	62	48	54	61
коэф. запаса прочн.	4,7	6,1	5,4	4,8

Таблица 6 – Сравнительные расчетные характеристики шины модели В-273 (четыре бортовых кольца) «горячей и холодной»

Внутр. давл., кПа	730	730	580	580
Рад. нагр., кг	37500	37500	37500	37500
Скорость, км/ч	0	30	0	30
Прогиб, мм	153	145	163	161
Ресурс, км: по короне	-	40900	-	40900
по стенке	-	45300	-	41700
Макс. темп., °C	-	104	-	102
Коэф. сопр. качен.	0,00209	0,00205	0,00238	0,00219
Макс. конт. давл., кПа	760	740	760	660
Средн. конт. давл., кПа	518	512	502	565
Макс. усилия в корде, Н: по короне	16	16	15	15
коэф. запаса прочн.	18	18	19	19
Макс. усилия в корде, Н: у бортовых колец	55	61	56	67
коэф. запаса прочн.	5,3	4,8	5,2	4,4

Анализ расчетных данных позволяет сделать следующие выводы:

1. Все расчетные варианты двух моделей шин с четырьмя бортовыми кольцами имеют значительные усилия в нитях корда в зоне борта, что может привести к смещению внешнего кольца и расслоению в этой зоне.
2. Увеличение давления в шине за счет саморазогрева при качении приводит к незначительному увеличению температуры (на 2%) и уменьшению коэффициента сопротивления качению (на 7%) как следствие уменьшения прогиба (на 10%).
3. Отсюда следует, что необходимы принципиальные изменения конструкции, т.е. переход на радиальную или диагонально-опоясанную конструкции.

Список литературы: 1. Скорняков Э.С., Кваша Э.Н., Хоменя А.А., Бойков В.П. Эксплуатация и ремонт крупногабаритных шин. – М.: Химия, 1991. – 128 с. 2. Григолюк Э.И., Куликов Г.М. Многослойные армированные оболочки: Расчёт пневматических шин. – М.: машиностроение, 1988. – 288 с. 3. Автомобильные шины / Под. ред. В.Л. Бидермана. – М.: Наука, 1963. – 384. 4. Бухин Б.Л. Введение в механику пневматических шин. – М.: Химия, 1988. – 224 с. 5. Кваша Э.Н., Прусаков А.П. Некоторые контактные задачи слоистых тороидальных оболочек // Статика сооружений: Сборник научных трудов. – Киев: Изд-во КИСИ, 1978. – с. 127-129. 6. Кваша Э.Н. Развитие механики пневматических шин в Украине с 1970 по 2000 годы // Труды 10 симпозиума «Проблемы шин и резинотехнических композитов». 18-22 октября 1999г. – Москва, НИИ шинной промышленности, 1999 г. с. 116-126.

Сдано в редакцию 27.05.03
Рекомендовано д.т.н., проф. Тока А.

СОДЕРЖАНИЕ

Адамчык Я., Войнаровски Ю., Калински В. ПРОБЛЕМЫ НАГРУЗКИ ЛЕНТОЧНОЙ ПИЛЫ РАСПИЛОВОЧНОГО СТАНКА С ЗАМКНУТОЙ ЛЕНТОЙ	3
Байков А.В. РАСЧЕТ ПАРАМЕТРОВ ШЕРОХОВАТОСТИ ПОВЕРХНОСТИ ПРИ ШЛИФОВАНИИ ТОРЦОВЫМ ЭЛАСТИЧНЫМ ИНСТРУМЕНТОМ	7
Баширов Р.Д. ВЛИЯНИЕ ЦИКЛИЧНОСТИ ТЕРМОМЕХАНИЧЕСКОЙ ОБРАБОТКИ НА ХАРАКТЕРИСТИКИ НАПЕЧЕННОГО ПОРОШКОВОГО СЛОЯ	14
Бобро Ю.Г., Парфентьева И.А., Дмитриюк Н.В., Гусачук Д.А. ФОРМИРОВАНИЕ СТРУКТУРЫ И СВОЙСТВ ЛИТЫХ КОМПОЗИТОВ, ПОЛУЧЕННЫХ НА ОСНОВЕ СЕРЫХ ВЫСОКОКАЧЕСТВЕННЫХ ЧУГУНОВ С ВЫСОКИМ СОДЕРЖАНИЕМ МЕДИ	18
Богатырева Г.П., Невструев Г.Ф., Ильинская Г.Д., Олейник Н.А., Базалий Г.А. ВЛИЯНИЕ ФИЗИЧЕСКИХ И ХИМИЧЕСКИХ ВОЗДЕЙСТВИЙ, ПРИМЕНЯЕМЫХ В ПРОЦЕССЕ ИЗВЛЕЧЕНИЯ СИНТЕТИЧЕСКИХ АЛМАЗОВ, НА ПОКАЗАТЕЛИ КАЧЕСТВА АЛМАЗНОГО СЫРЬЯ	23
Богуслав В.А., Бенъ В.П., Пухальская Г.В. ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ ОСОБЕННОСТИ ОТДЕЛОЧНО-УПРОЧНЯЮЩЕЙ ОБРАБОТКИ ЛОПАТОК КОМПРЕССОРА	28
Бохонский А. И., Варминская Н. И. НЕКОТОРЫЕ АКТУАЛЬНЫЕ ЗАДАЧИ МЕХАНИКИ МАНИПУЛЯТОРОВ МИНИМАЛЬНОЙ МАССЫ	34
Бохонский А.И., Шмидт Л.А. ЗАДАЧИ УПРАВЛЕНИЯ ДЕФОРМИРОВАНИЕМ ЗАГОТОВОК МАЛОЙ ЖЕСТКОСТИ ПРИ ТОКАРНОЙ ОБРАБОТКЕ	38
Будённый М.М., Любченко А.П., Пашкова Г.И. ВЛИЯНИЕ КОМПЛЕКСНОГО УПРОЧНЕНИЯ НА ЭКСПЛУАТАЦИОННУЮ НАДЕЖНОСТЬ КРУПНЫХ КОЛЕНЧАТЫХ ВАЛОВ	43
Бутенко В.И., Рыбинская Т.А. ВЛИЯНИЕ ТЕМПЕРАТУРЫ ЭКСПЛУАТАЦИИ ДЕТАЛЕЙ НА РЕЛАКСАЦИОННУЮ СТОЙКОСТЬ ДИСЛОКАЦИОННОЙ СТРУКТУРЫ МАТЕРИАЛА	48

Витренко В.А., Кириченко И.А., Белозерова В.В., Витренко А.В. ГИПЕРБОЛОИДНАЯ ЗУБЧАТАЯ ПЕРЕДАЧА С ЛИНЕЙНЫМ КОНТАКТОМ	52
Водолазская Н.В., Михайлов А. Н. К ВОПРОСУ ОЦЕНКИ КОМПОНОВОК РОТОРНЫХ СБОРОЧНЫХ МАШИН ДЛЯ РЕЗЬБОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ	55
Войнаровски Ю., Калински В. АНАЛИЗ КОЛЕБАНИЙ ЛЕНТОЧНОЙ ПИЛЫ РАСПИЛОВОЧНОГО СТАНКА С ЗАМКНУТОЙ ЛЕНТОЙ	61
Гавриш А.П., Киричок П.О., Гавриш О.А. ЗАЛИШКОВІ НАПРУЖЕННЯ ПОВЕРХНЕВИХ ШАРІВ МЕТАЛУ ПРИ ОЗДОБЛЮВАЛЬНО-ЗМІЦНЮЮЧИЙ ОБРОБІ ДИСКОВИМИ ЩІТКАМИ	66
Гармаш Н.З. ПОВЫШЕНИЕ ЭНЕРГОЕМКОСТИ МАХОВИЧНОГО АККУМУЛЯТОРА ЭНЕРГИИ	72
Гладчук Е.А. МНОГОУРОВНЕВОЕ ПРОГНОЗИРОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ ТЕХНИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ ДИСКРЕТНОГО ДЕЙСТВИЯ НА ПРИМЕРЕ ПРОКАТНОГО СТАНА	77
Гордеев А.С. ОПТИМИЗАЦИЯ ПОЛИГАРМОНИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ МЕХАНИЧЕСКОЙ ОБРАБОТКИ	82
Горленко А.О., Сухарев С.О. СИСТЕМА АДАПТИВНОГО УПРАВЛЕНИЯ РЕЖИМАМИ ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКОЙ ОБРАБОТКИ (ЭМО) ДЕТАЛЕЙ СЛОЖНОЙ ФОРМЫ	86
Григор'єва Н.С., Божидарік В.В. ДОСЛІДЖЕННЯ ТОЧНОСТІ ПЛАСТИНЧАСТИХ МАГНІТОПРОВІДІВ	90
Громашев А.Г. РАСЧЕТ ВЕЛИЧИНЫ РАДИАЛЬНОГО НАТЯГА В СОЕДИНЕНИИ ПРИ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОМ ОБЕСПЕЧЕНИИ ЗАПАСА УСТАЛОСТИ УЗЛА	95
Гурей І.В. ВИКОРИСТАННЯ ПОЛІМЕРВМІСНИХ ТЕХНОЛОГІЧНИХ СЕРЕДОВИЩ ПРИ ФРИКЦІЙНОМУ ЗМІЦНЕННІ ДЕТАЛЕЙ МАШИН	100

Дворников В.И., Матвиенко А.В., Кралин А.К. ДИНАМИКА ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО РОТОРА ПРИ ПЛАСТИЧЕСКОМ ФОРМООБРАЗОВАНИИ ИЗДЕЛИЙ	104
Драгобецкий В.В. ПРАКТИКА ИНТЕНСИФИКАЦИИ ПРОГРЕССИВНЫХ ТЕХНОЛОГИЙ ВЗРЫВНОЙ ОБРАБОТКИ	112
Дрыга А.И. К ВОПРОСУ ОБ ОСНАЩЕНИИ ВИБРОКОМПЛЕКСАМИ ГИБКОГО АВТОМАТИЗИРОВАННОГО УЧАСТКА ДЛЯ МЕХАНИЧЕСКОЙ ОБРАБОТКИ КОРПУСНЫХ ДЕТАЛЕЙ ПАРОВЫХ, ГАЗОВЫХ И ГИДРАВЛИЧЕСКИХ ТУРБИН.....	117
Дудзинский Ю.М., Сухарьков А.О., Сухарьков О.В. ОЧИСТКА ПРЕЦИЗИОННЫХ ДЕТАЛЕЙ МАШИН В МОЩНЫХ АКУСТИЧЕСКИХ ПОЛЯХ	123
Думанский А.М. ДЕФОРМАЦИОННЫЙ КРИТЕРИЙ РАЗРУШЕНИЯ НАСЛЕДСТВЕННОГО ТИПА	127
Железнов Г.С., Петров В.А., Петрова С.П. ОБЕСПЕЧЕНИЕ БЕЗРИСОЧНОГО ВЫВОДА РЕЖУЩЕГО ИНСТРУМЕНТА ИЗ ОБРАБОТАННОГО ОТВЕРСТИЯ ДЕТАЛИ	132
Заплетников И.Н., Еременко Д.О. ВЛИЯНИЕ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА НА ФОРМИРОВАНИЕ ВИБРОАКУСТИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ОЧИСТИТЕЛЬНОГО И ИЗМЕЛЬЧИТЕЛЬНОГО ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ.....	136
Ивченко Т.Г. МОДЕЛИ ОТКАЗОВ РЕЖУЩЕГО ИНСТРУМЕНТА И ОСНОВНЫЕ ПОКАЗАТЕЛИ НАДЕЖНОСТИ ЕГО ФУНКЦИОНИРОВАНИЯ.....	141
Калафатова Л.П. ОСОБЕННОСТИ ОРГАНИЗАЦИИ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ ОБРАБОТКИ ИЗДЕЛИЙ ИЗ ХРУПКИХ НЕМЕТАЛЛИЧЕСКИХ МАТЕРИАЛОВ.....	147
Калински В. ГИСТЕРЕЗИС ХАРАКТЕРИСТИКИ ВИБРОЗАЩИТНОЙ СИСТЕМЫ КВАЗИНУЛЕВОЙ ЖЕСТКОСТИ С ТОРСИОННЫМ ВАЛОМ	153
Каплун В.Г. ПРОГРЕССИВНЫЕ ТЕХНОЛОГИИ И ОБОРУДОВАНИЕ ДЛЯ ДИФФУЗИОННОГО УПРОЧНЕНИЯ ПОВЕРХНОСТИ ЭЛЕМЕНТОВ КОНСТРУКЦИЙ В ПЛАЗМЕ ТЛЕЮЩЕГО РАЗРЯДА	157

Кипрцев Ю.Н. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК ТРЕНИЯ В КОНТАКТЕ ПЛОСКИХ ПОВЕРХНОСТЕЙ С ИЗЛОМОМ	161
Киселев Е.С. НОВЫЕ МЕТОДЫ ИНТЕНСИФИКАЦИИ ПРОЦЕССОВ МЕХАНИЧЕСКОЙ ОБРАБОТКИ ЗАГОТОВОК ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ЭНЕРГИИ УЛЬТРАЗВУКОВОГО ПОЛЯ	166
Киселев Е.С., Ковальногов В.Н., Табеев М.В. МОДЕЛЬ ТЕПЛОСИЛОВОГО ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ ЗАГОТОВКИ И ИНСТРУМЕНТА ПРИ ГЛУБОКОМ СВЕРЛЕНИИ С ПРИМЕНЕНИЕМ СОЖ И НАЛОЖЕНИЕМ УЛЬТРАЗВУКА	172
Колот Л.П., Бойко Ю.А. ПРОГНОЗИРОВАНИЕ КОРОБЛЕНИЕ НЕЖЕСТКИХ ДЕТАЛЕЙ	177
Кондрахин В.П., Хиценко А.И., Мотин Н.Н. РАЗРАБОТКА И УСТАНОВЛЕНИЕ АДЕКВАТНОСТИ ИМИТАЦИОННОЙ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ПРОХОДЧЕСКОГО КОМБАЙНА	182
Кристалль М.Г., Широкий А.В., Стегачев Е. В. МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССА ОРИЕНТИРОВАНИЯ ДЕТАЛЕЙ В РОТОРНОМ ОРИЕНТУЮЩЕМ УСТРОЙСТВЕ (РОУ)	187
Куница А.В. АНАЛИЗ КАЧЕСТВЕННЫХ И КОЛИЧЕСТВЕННЫХ ИЗМЕНЕНИЙ И ВЗАИМОДЕЙСТВИЙ В СИСТЕМЕ ИСТОЧНИК ЭНЕРГИИ – ИНЕРЦИОННО-ИМПУЛЬСНАЯ МЕХАНИЧЕСКАЯ СИСТЕМА – ПРИЕМНИК ЭНЕРГИИ	192
Лаздынь С.В., Секирин А. И. ОПТИМИЗАЦИЯ РАСПИСАНИЙ РАБОТЫ АВТОМАТИЗИРОВАННЫХ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ КОМПЛЕКСОВ МЕХАНООБРАБОТКИ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ГЕНЕТИЧЕСКИХ АЛГОРИТМОВ	198
Лебедь В.Т., Вольвач А.Е., Кулаченко А.А. К ВОПРОСУ ИЗУЧЕНИЯ РАСПРЕДЕЛЕНИЙ НАПРЯЖЕНИЙ В СОСТАВНЫХ КРУПНОГАБАРИТНЫХ ВАЛКАХ	203
Леванцевич М.А., Максимченко Н.Н., Зольников В.Г. ИССЛЕДОВАНИЕ ИЗНАШИВАНИЯ ПОВЕРХНОСТЕЙ ТРЕНИЯ С ПОКРЫТИЯМИ. СФОРМИРОВАННЫМИ ГИБКИМ ИНСТРУМЕНТОМ	212
Лещенко А.И. РАСЧЕТ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ РАЗМЕРНЫХ ЦЕПЕЙ СРЕДСТВАМИ ВЕКТОРНОЙ АЛГЕБРЫ	220

Лукичев А.В., Рак А.Н. ТЕХНОЛОГИЯ ВИБРОДИАГНОСТИКИ В МОНИТОРИНГЕ ЦИЛИНДРОВЫХ ВТУЛОК ДИЗЕЛЕЙ МОРСКИХ СУДОВ.....	225
Лунарески Е., Цецинска Б. ПНЕВМОШАРИКОВЫЙ НАКЛЕП КАК МЕТОД УСТРАНЯЮЩИЙ ПОСЛЕДСТВИЯ ОБЕЗУГЛЕРОЖИВАНИЯ	230
Малышко И.А., Коваленко В.И. ВЛИЯНИЕ БИЕНИЯ СВЕРЛА НА СИЛЫ РЕЗАНИЯ ПРИ СВЕРЛЕНИИ	234
Мамаев Л.М., Самойленко Д.С., Шитиков Д.А. РАСЧЕТ КАБЕЛЬ-КАНАТА С УЧЕТОМ ИЗГИБА	239
Мамедов А.М., Сейфу Тирфие ИЗМЕНЕНИЯ ТВЕРДОСТИ ПО ГЛУБИНЕ ОТ ПОВЕРХНОСТИ ОБРАЗЦОВ, ОБРАБОТАННЫХ ПО СРАВНИВАЕМЫМ СХЕМАМ ТОРЦОВОГО ШЛИФОВАНИЯ	243
Марина В. ОБ ОДНОМ НОВОМ МЕТОДЕ ОПРЕДЕЛЕНИЯ МАКРОСКОПИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ УПРУГОСТИ	248
Медведев В.В. МЕТОДИКА НЕЙРОСЕТЕВОЙ ДИАГНОСТИКИ ТЕХПРОЦЕССОВ	252
Михайлов А.Н., Ливенцов И.Н. К ВОПРОСУ ПРОЕКТИРОВАНИЯ НЕКРУГЛЫХ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС	257
Стрельников В.Н. РАСЧЁТ НАПРЯЖЕНИЙ В ДИСКЕ СО СТУПИЦЕЙ	263
Марчук В.І., Кайдик О.Л., Заблоцкий В.Ю. ВДОСКОНАЛЕННЯ СИСТЕМИ АДАПТИВНОГО КЕРУВАННЯ ТОЧНІСТЮ НА ШЛІФУВАЛЬНОМУ АВТОМАТІ МЕ 280СО	279
Морозов В.О., Лянце Е.В., Морозов Е.В. МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСУ МІКРОРІЗАННЯ АБРАЗИВНИМ ЗЕРНОМ З ВИЗНАЧЕННЯМ ТЕМПЕРАТУР	284
Квава Э.П., Рудасёв В.Б. МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ КОНТАКТНОГО ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ ШИНЫ С ДОРОГОЙ	289

ПРАВИЛА

представления рукописей в международный сборник научных трудов Донецкого национального технического университета «Прогрессивные технологии и системы машиностроения»

Статьи должны представиться в соответствии с требованиями ВАК Украины (бюллетень ВАК № 1 за 2003 г.).

Содержание рукописей должно отражать новые достижения науки и техники в области машиностроения, их практическое значение, соответствовать технической направленности сборника и представлять интерес для широкого круга специалистов.

В рукописи должно быть кратко изложено то новое и оригинальное, что разработано авторами, показано преимущество перед аналогами предлагаемых разработок, описаны их особенности и практическая значимость. Результаты работы не должны представляться в виде тезисов.

Языки представления рукописей: украинский, русский, английский и немецкий.

Сборник научных трудов является специальным изданием в котором могут публиковаться результаты диссертационных работ, так как он включен в перечень ВАК Украины (Перелік № 1 наукових фахових видань України, в яких можуть публікуватися результати дисертаційних робіт на здобуття наукових ступенів доктора і кандидата наук. Додаток до постанови президії ВАК України від 9 червня 1999 р. № 1 – 05/7).

ОСНОВНАЯ ТЕМАТИКА СБОРНИКА

Тематика представляемых статей должна основываться на проблемах машиностроения (механики) и представлять следующие направления:

1. Практика и перспективы создания и применения прогрессивных технологий. Специальные и нетрадиционные технологии.
2. Механизация и автоматизация производственных процессов. Проблемы мехатроники и мехатронные технологии.
3. Проблемы проектирования и применения инструментов.
4. Автоматизация конструкторской и технологической подготовки производства, прогрессивное оборудование.
5. Управление качеством, метрология, сертификация, диагностика, надежность и эксплуатация технологических систем.
6. Вопросы моделирования и расчетов сложных технологических систем.

В рамках сборника можно представлять рекламу продукции, которая будет помещена после рукописей статей.

СТРУКТУРА СТАТЕЙ

Научно-технические статьи, представляемые в данный сборник должны иметь следующие элементы:

- постановка проблемы в общем виде и ее связь с важными научными и практическими заданиями;
- анализ последних достижений и публикаций, в которых начато решение данной проблемы и на которые опирается автор, выделение нерешенных раньше частей общей проблемы, которым посвящается данная статья;
- формулирование целей статьи (постановка задач);
- представление основного материала исследования с полным обоснованием полученных научных результатов;
- выводы по данному исследованию и перспективы дальнейшего развития данного направления.

ПРЕДСТАВЛЕНИЕ МАТЕРИАЛОВ

Для принятия решения о включении рукописи Вашей статьи в сборник необходимо выслать в адрес редакционной коллегии следующее:

- заявку и сведения об авторах статьи;
- рукопись статьи в двух экземплярах (второй экземпляр статьи должен быть подписан всеми авторами);
- акт экспертизы (один экземпляр);
- дискету 3,5 дюйма с записью текста статьи.

Публикация статей в данном сборнике платная.

ТРЕБОВАНИЯ К ОФОРМЕНИЮ

1. Текст рукописи статьи от 5 до 10 страниц на белой бумаге формата А4 (210х297 мм) с полями: верхнее, левое и правое - 25 мм, а нижнее - 30 мм. Страницы не нумеровать (нумерацию выполнить карандашом в нижнем правом углу). Рукопись статьи оформить с применением редактора WinWord (не ниже версии 6,0) шрифтом Times New Roman размером 12, распечатать в двух экземплярах с высоким качеством печати.
2. Порядок оформления. Материалы должны отвечать следующей структурной схеме: название, фамилии и инициалы авторов, сокращенное название организаций, города, страны, аннотация на английском языке, основной текст, выводы, список литературы. Название печатать прописными(жирными) буквами, не отступая от верхнего поля, без переносов, центрировать. Через один интервала строчными буквами – фамилии и инициалы авторов (жирными), в круглых скобках курсивом – сокращенное название организаций, название городов, стран (через за-

- пятую, центрировать). Через один интервала – материалы статьи (язык изложения – по выбору авторов, межстрочный интервал 1). См. образец оформления материалов.
3. Графический материал (рисунки, графики, схемы) следует выполнять в формате *.bmp, *.gif, *.pcx, *.dwg размерами не менее 60х60 мм внедренными объектами (по ходу материалов). Все позиции, обозначенные на рисунке, должны быть объяснены в тексте. Позиции на рисунке должны располагаться по часовой стрелке. Под каждым рисунком указывается его номер и название, например: Рис. 3. Схема устройства. Каждый рисунок должен иметь один интервал сверху и снизу.
 4. Формулы и математические знаки должны быть понятны. Показатели, степени и индексы должны быть меньше основных знаков и выполняться в соответствии с редактором формул Microsoft Equation. Формулы номеруются (справа в круглых скобках, не отступая от правого поля), только в том случае, если на них в тексте имеются ссылки. Между крайними знаками формулы и текстом должен выполняться один интервал. Формулы выполняются курсивом.

Размер формул для Microsoft Equation

- | | |
|--|-------|
| Full (обычный)..... | 14 pt |
| Subscript/Superscript (крупный индекс)..... | 10 pt |
| Sub-Subscript/Superscript (мелкий индекс)..... | 7 pt |
| Symbol (крупный символ)..... | 14 pt |
| Sub-Symbol (мелкий символ)..... | 10 pt |
5. Все таблицы должны иметь название и порядковый номер и располагаться после упоминания по тексту, например: Таблица 2. Классификация муфт. Каждая таблица должна иметь один интервал сверху и снизу.
 6. **Список литературы** должен быть приведен в конце статьи в соответствии с образцом. Перечень ссылок должен быть составлен в порядке упоминания в тексте. Ссылки на литературу заключаются в квадратные скобки.
 7. Текст рукописи статьи требуется записать на дискету 3,5 дюйма, которую нужно подписать следующим образом: фамилии и инициалы авторов, название статьи.
 8. Материалы рукописи представляются без изгибов.
 9. Материалы, не отвечающие перечисленным требованиям и тематике данного сборника, а также поступившие в редакционную коллегия с опозданием, опубликованы не будут.

ОСНОВЫ СТРУКТУРНОГО СИНТЕЗА СБОРОЧНЫХ СИСТЕМ

Иванов И.И., Петров П.П. (ДонНТУ, БГТУ, г. Донецк, г. Брянск, Украина, Россия)

The efficient design of assembly machinery is vitally importantas noun description of functions of presented in the paper

Сборочные системы являются сложными иерархическими системами. Одним из условий [1] повышения производительности ... сборочных технологических систем (рис. 5).

Здесь:

$$\left. \begin{aligned} S_W(t_i) &= \{s_{i1}, s_{i2}, \dots, s_{in}\}; \\ E_W(t_i) &= \{e_{i1}, e_{i2}, \dots, e_{in}\}; \\ I_W(t_i) &= \{i_{i1}, i_{i2}, \dots, i_{in}\}; \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

где s_{iv} - элемент множества $S_W(t_i)$;

e_{iv} - элемент множества $E_W(t_i)$;

i_{iv} - элемент множества $I_W(t_i)$.

Список литературы: 1. Ким И.П. Исследование эффективности роторных машин. - К.: КПИ, 1985. - 123 с. 2. Устюгов А.В. Надежность технологических машин. - Донецк: ДонГТУ, 1998. - 425 с.

Адрес редакционной коллегии:

Украина, 83000, г. Донецк, ул. Артема, 58, ДонНТУ,

Кафедра «Технология машиностроения»,

Редакционная коллегия сборника.

Тел. (0622) 305-01-04, факс. (062) 305-01-04

E-mail: tm@mech.dgtu.donetsk.ua

<http://www.dgtu.donetsk.ua>

**Международный
сборник научных трудов
ПРОГРЕССИВНЫЕ ТЕХНОЛОГИИ И
СИСТЕМЫ МАШИНОСТРОЕНИЯ
Выпуск 25**

Компьютерная верстка – инж. Рыбина С.А.

Пописано к печати 13.06.2003г.	Формат 60x84 ¹ / ₁₆	Бумага SvetoCopy
Ризографическая печать	Усл. печ. л. 17,27	Усл. кр. от. 17,77
Уч.-из. л. 18,95	Тираж 350 экз.	Заказ № 29

Издательско-полиграфический центр "Технополис"
Свидетельство о внесении в государственный реестр субъекта
издательского дела ДК № 1221 от 05.02.2003 года.

83000, г. Донецк, пр. Дзержинского, 1

Тел. (062) 305-01-04, (0622) 91-08-40

E-mail: tm@mech.dgtu.donetsk.ua