



**ДОНЕЦКИЙ
ГОСУДАРСТВЕННЫЙ
ТЕХНИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ**

ПРОГРЕССИВНЫЕ ТЕХНОЛОГИИ И СИСТЕМЫ МАШИНОСТРОЕНИЯ

**Международный
сборник научных трудов**

ВЫПУСК 22



ДОНЕЦК - 2002

**ДОНЕЦКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ**

ПРОГРЕССИВНЫЕ ТЕХНОЛОГИИ И СИСТЕМЫ МАШИНОСТРОЕНИЯ

**Международный
сборник научных трудов**

Выпуск 22

ДОНЕЦК - 2002

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.

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

Минаев А.А. (председатель, Украина), Михайлов А.Н. (зам. председателя, Украина), Ищенко А.Л. (секретарь, Украина), Богуславский В.А. (Украина), Бутенко В.И. (Россия), Бухач А. (Польша), Войнаровский Ю. (Польша), Гавриш А.П. (Украина), Горобец И.А. (Украина), Гусев В.В. (Украина), Данек Я. (Чехия), Зиновьев Н.И. (Украина), Ивченко Т.Г. (Украина), Калафатова Л.П. (Украина), Каспер Р. (Германия), Лукичев А.В. (Украина), Малышко И.А. (Украина), Матвиенко А.В. (Украина), Матюха П.Г. (Украина), Мизин Б.М. (Украина), Муравья Е.С. (Украина), Навка И.П. (Украина), Нечепачев В.Г. (Украина), Новиков Н.В. (Украина), Оливер Т. (Великобритания), Петраков Ю.В. (Украина), Селуш В.Я. (Украина), Струтинский В.Б. (Украина), Суслов А.Г. (Россия), Тернюк Н.Э. (Украина), Цокур В.П. (Украина), Шевченко Ф.Л. (Украина).

Публикуется по решению Ученого Совета Донецкого государственного технического университета (протокол № 5 от 27.06.2002 г.).

Адрес редакционной коллегии:

Украина, 83000, г. Донецк, ул. Артема, 58, ДонГТУ, кафедра ТМ.
Тел.: (0622) 93-60-02, факс: (0622) 93-60-02
E-mail: tm@mech.dgtu.donetsk.ua
http://www.dgtu.donetsk.ua

ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ СОЗДАНИЯ МНОГОУРОВНЕВОЙ АСУ ТП ПРОКАТНОГО СТАНА

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

There are of substantive provisions of adaptive multilevel model of such technical system. There is an multilevel automatically control system operation algorithm with adaptive capabilities of a technical system "a rolling cage".

Автоматизированная система управления технологическим процессом (АСУ ТП) технической системы "прокатный стан" – интегрированная технологическая среда для выработки и реализации управляющего воздействия на прокатываемый металл (операнд для данной технической системы) в соответствии с принятыми критериями управления [1]. В общем виде, задача АСУ ТП сводится к непосредственному автоматическому управлению состоянием операнда O_d^i в условиях воздействия внешних F и внутренних U возмущающих факторов с целью обеспечения на всех этапах технологического процесса прокатки однозначности конечных параметров состояния технической системы "прокатный стан" Y при заданных конкретных входных параметрах X .

Техническая система "прокатный стан" представляет собою многоуровневую техническую систему переменной структуры [2]:

1. На элементарном уровне ее можно рассматривать в виде отдельной прокатной клетки, элементы которой в исходном состоянии разомкнуты и мгновенно замыкаются в процессе выполнения технологического процесса прокатки;

2. На общем уровне ее можно рассматривать как совокупность прокатных клеток (число их не менее 1), которые функционально связаны между собой связями физического характера.

В этом случае, задача АСУ ТП (рис. 1) сводится к непосредственному автоматическому управлению состоянием операнда O_d^i в условиях воздействия соответственно общих и элементарных внешних F_i^n , F_i^1 и внутренних U_i^n , U_i^1 возмущающих факторов с целью обеспечения на всех этапах технологического процесса прокатки однозначности конечных параметров состояния технической системы "прокатный стан" Y_i^n , Y_i^1 при заданных конкретных входных параметрах X_i^n , X_i^1 .

Изменение состояния обобщенного операнда технической системы "прокатный стан" в процессе непосредственного автоматического управления может быть описано в соответствии с функциональной зависимостью [3]:

ной клетки 1E_3 , описываемого относительными ${}^1E_5^i$, описываемого относительными координатами $\begin{pmatrix} 1 & 1 \\ e_5 & \dots & e_5 \\ 1 & & 1 \end{pmatrix}$, в сравнении с реальными параметрами технологического процесса прокатки в данной прокатной клетке ${}^1E_4^i$, описываемого относительными координатами $\begin{pmatrix} 1 & 0 & 1 \\ e_4 & \dots & e_4 \\ 1 & & 1 \end{pmatrix}$;

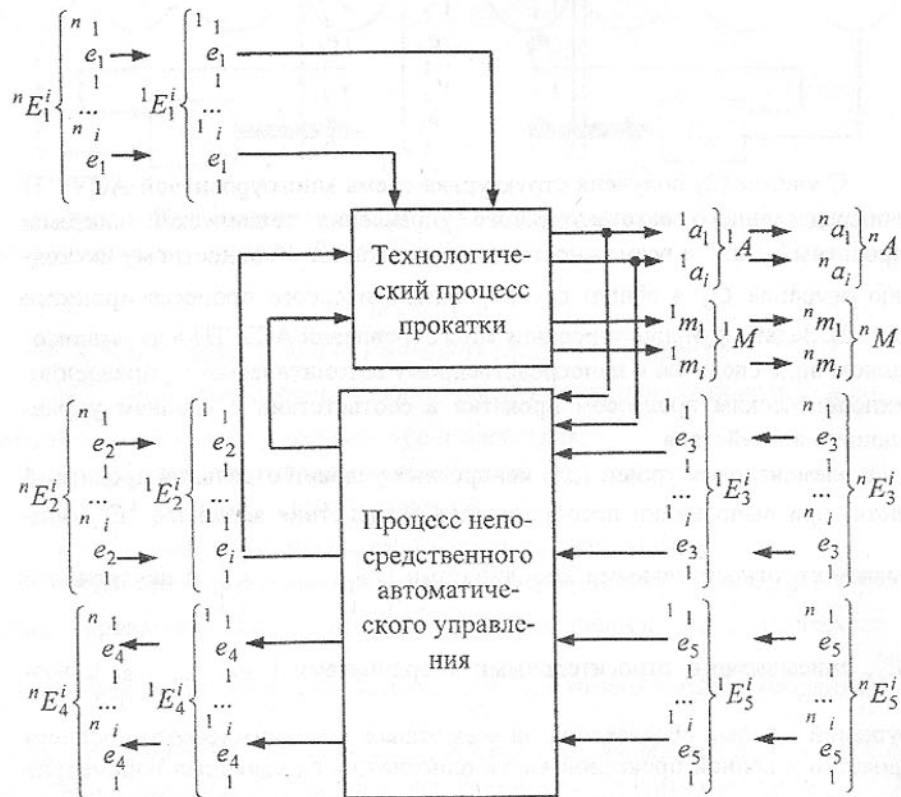


Рис. 2. Структурная схема многоуровневой АСУ ТП непосредственного автоматического управления технической системы "прокатный стан".

2. На общем уровне (для конкретных условий прокатного стана в целом) при выполнении преобразования воздействия внешнего ${}^nE_1^i$, описываемого относительными координатами $\begin{pmatrix} n & 1 & n \\ e_1 & \dots & e_1 \\ 1 & & 1 \end{pmatrix}$, и внутреннего

${}^nE_2^i$, описываемого относительными координатами $\begin{pmatrix} n & 1 & n \\ e_2 & \dots & e_2 \\ 1 & & 1 \end{pmatrix}$, воз-

мущений с целью обеспечения на всех этапах технологического процесса прокатки в прокатном стане однозначности конечных параметров состояния прокатываемого металла nA , описываемого относительными координатами $({}^na_1, \dots, {}^na_i)$, и самого прокатного стана nM , описываемого относительными координатами $({}^nm_1, \dots, {}^nm_i)$. Процесс непосредственного управления на общем уровне сводится к выполнению преобразований адаптивного моделирования состояния прокатываемого металла в прокатном стане

${}^nE_3^i$, описываемого относительными координатами $\begin{pmatrix} n & 1 & n \\ e_3 & \dots & e_3 \\ 1 & & 1 \end{pmatrix}$, и со-

стояния самого прокатного стана ${}^nE_5^i$, описываемого относительными координатами $\begin{pmatrix} n & 1 & n \\ e_5 & \dots & e_5 \\ 1 & & 1 \end{pmatrix}$, в сравнении с реальными параметрами эк-

нологического процесса прокатки в прокатном стане ${}^nE_4^i$, описываемого относительными координатами $\begin{pmatrix} n & 0 & n \\ e_4 & \dots & e_4 \\ 1 & & 1 \end{pmatrix}$.

Таким образом, на примере прокатного стана дано теоретическое обоснование возможности создания многоуровневой АСУ ТП технической системы с возможностями самоадаптации в общем случае технологического процесса.

Список литературы: 1. Гладчук Е.А. АСУ ТП технической системы на примере клеток прокатного стана. В сб. Прогрессивные технологии и системы машиностроения: Международный сб. научных трудов. – Донецк: ДонГТУ, 2002. Вып. 19. – С. 43 – 50. 2. Гладчук Е.А. Основы графического анализа электромеханической системы клетки прокатного стана с фрикционной связью через прокатываемый металл// Металлы и литье Украины. – 2000. - № 1-2. – С. 43-45. 3. Гладчук Е.А. Расширение управляющих возможностей АСУ ТП прокатного стана//ВСЭ. 2002. - № 2(24). - С. 62 – 65.

Статья поступила в редакцию 17.05.2002 г.

ПАРАМЕТРИЧЕСКОЕ И ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЕ УСТРАНЕНИЕ НЕЖЕЛАТЕЛЬНЫХ НЕЛИНЕЙНЫХ ЭФФЕКТОВ В ИНЕРЦИОННО-ИМПУЛЬСНЫХ МЕХАНИЧЕСКИХ СИСТЕМАХ

Куница А.В. (АДИ ДонНТУ, г. Горловка, Украина)

Undesirable nonlinear effects in system a source of energy - inertia-pulsed mechanical system - receiver of energy are absent, if it is executed parametric and energy co-ordination of its elements.

Инерционно-импульсная механическая система (ИИМС) обладает исходной структурой связей между ее обобщенными координатами, которая характеризуется несколькими максимально возможными исходными степенями свободы. В процессе выполнения технологического процесса и изменения его параметров во времени неизбежно будут реализованы различные частные структуры связей между обобщенными координатами, которые отличаются друг от друга числом степеней свободы в количественном и качественном отношении. Общим признаком этих частных структур связей ИИМС будет то, что они обладают всегда меньшим числом степеней свободы, чем исходная структура связей ИИМС.

Реализация во времени различных структур связей между обобщенными координатами в физически одной и той же ИИМС означает, что фактически она превращается в ряд частных ИИМС, которые отличаются между собой количественными и качественными параметрами. Вот эти взаимопревращения исходной и частных ИИМС сопровождаются сложными взаимодействиями в машине между силовыми и скоростными факторами источника энергии (ИЭ), ИИМС, приемника энергии (ПЭ), которые получили общее название нелинейных эффектов, при реализации которых наблюдается формальное нарушение принципа суперпозиции [1].

Нелинейные эффекты в одних случаях могут способствовать выполнению технологического процесса и снижению динамической нагруженности машины, и тогда они желательны. В других случаях они приводят к обратному результату, и тогда они нежелательны.

Устранить возможность возникновения нежелательных нелинейных эффектов можно путем выполнения процессов параметрического и энергетического согласования элементов системы ИЭ – ИИМС – ПЭ.

В процессе параметрического согласования необходимо конструктивными мероприятиями обеспечить оптимальное значение основных параметров ИИМ [2,3]. При этом значение коэффициента цикличности q для ИИМ, рассматриваемых в [4], определяется выражениями: $q \geq 1 + 2b/a$ и $aq/b \geq 1$. В системе ИЭ – ИИМС – ПЭ необходимо подобрать ИЭ таким образом, при заданном диапазоне изменения численных значений момен-

тов сил полезного сопротивления технологического процесса, чтобы ее коэффициент трансформации момента K_m всегда был больше 2.

Процесс энергетического согласования станет ясным из анализа взаимодействий между ИЭ, ИИМС и ПЭ. Этот анализ выполним на основе графического совмещения на одном рисунке коэффициентов $\lambda_{1j}, \lambda_{2j}, \lambda_{lj}, \lambda_{cj}$ соответственно входного M_{1j} и выходного M_{1j} моментов ИИМ, вращающего момента M_{lj} ИЭ (соответственно кривые 2,1,3 на рис.1) и момента M_{cj} сил полезного сопротивления технологического процесса (последний показан на рис. 1 в виде нескольких горизонтальных линий $\lambda_{c1}, \lambda_{c2}$ и т.д.). Эти коэффициенты получены соответствующим делением численных значений входного момента M_1 и выходного M_2 моментов ИИМ, полученных на основе его аналитических выражений канонической характеристики [5], вращающего момента M_d ИЭ, полученных на основе его механической характеристики, на квадрат частоты вращения ИЭ.

На рис. 1 умышленно показано, что при указанном на нем значении выходного момента (его коэффициента) $M_{21}(\lambda_{21})$ источник энергии будет работать неустойчиво, т.к. это значение M_{21} на выходе ИИМ будет создавать значение входного момента (его коэффициента) $M_{11}(\lambda_{11})$ меньшее, чем $M_{d1}(\lambda_{d1})$. Неустойчивость работы ИИМС внешне будет проявляться посредством нелинейного эффекта в виде периодического кратковременного, самопроизвольного и нерегулируемого водителем увеличения (т.е. при постоянной подаче топлива, если ИЭ, например, двигатель внутреннего сгорания) и уменьшения частоты вращения ИЭ и рабочих органов. Действия водителя, привыкшего к работе со ступенчатыми трансмиссиями, будут направлены в этом случае на увеличение подачи топлива и частоты вращения ИЭ. Очевидно, что вот этим явлением во многом и объясняется низкое значение к.п.д. ИИМС при малых ее значениях передаточного числа. Ведь в этом случае будут реализованы одни только неустойчивые неустановившиеся режимы трансформации момента и практически вся энергия, потребляемая ИИМС от ИЭ, будет идти на его собственное разрушение. Такая работа ИИМС обязательно будет сопровождаться различного рода нелинейными эффектами. В этом случае, как теперь видно, нужно было наоборот немного уменьшить подачу топлива. Это привело бы к тому, что ИЭ перешел бы работать на одну из своих возможных частичных скоростных механических характеристик (рис. 1, например, кривая 3'). Неустойчивость работы системы ИЭ-ИИМС-ПЭ исчезла бы, т.к. в принципе имелась бы точка установившегося режима на одной из частичных скоростных механических характеристиках ИЭ с параметрами $M_{d1} = M_{11} (\lambda'_{d1} = \lambda'_{11})$ и при этом выполнялось бы равенство $M_{c1} = M_{21} (\lambda_{c1} = \lambda'_{21})$.

Если предположить, что теперь величина момента сопротивления M_c

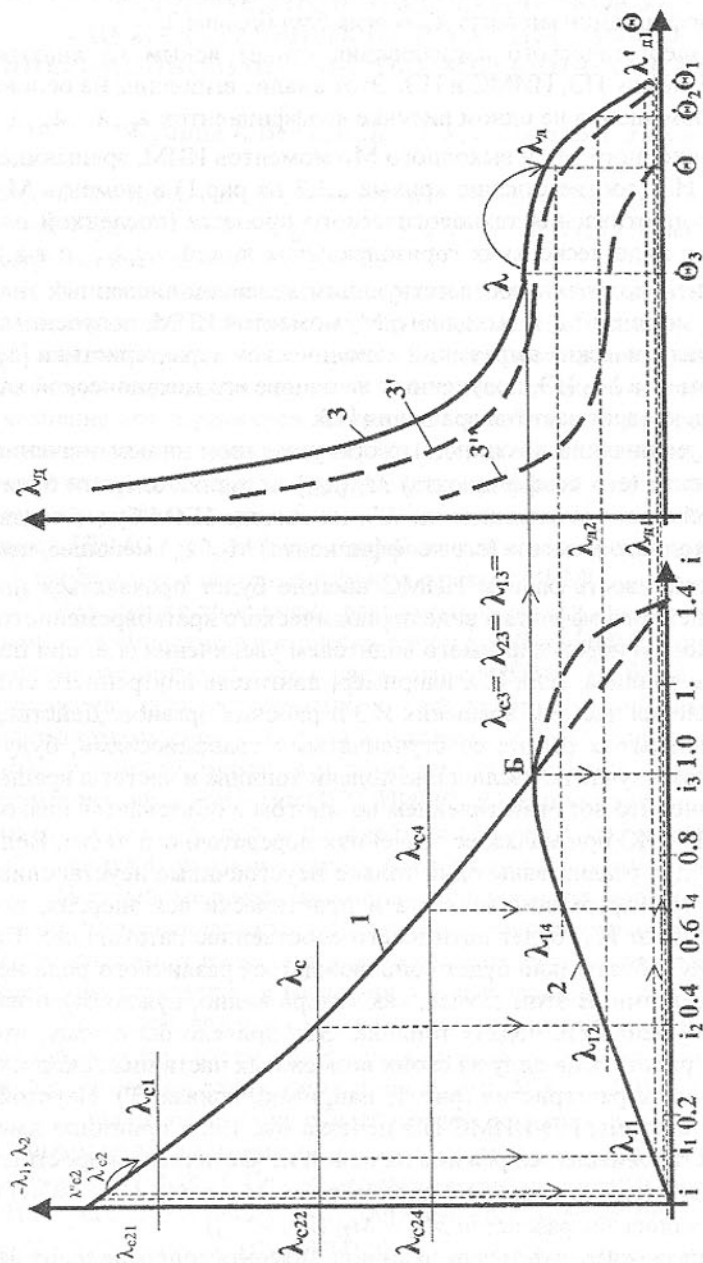


Рис. 1. Анализ взаимодействия моментов M_1 и M_2 ИИМ, работающего как ИТВМ I рода, M_1 источника энергии и M_c приемника энергии на режиме прямого хода посредством их коэффициентов $\lambda_1, \lambda_2, \lambda_3, \lambda_4$.

движению автомобиля уменьшится до величины $M_{C2}(\lambda_{C2})$ (см. рис. 1), то тогда среднее значение частоты вращения наружной обоймы $\dot{\epsilon}$ механизма свободного хода (МСХ) автоматически и бесступенчато будет увеличиваться при работе ИЭ на той же его скоростной механической характеристике (т.е. при том же условии, что водитель не производит никаких действий по управлению работой ИЭ).

В этот период времени будет происходить неустановившийся режим работы ИИМ до тех пор, пока величина $M_{C2}(\lambda_{C2})$ не станет равной $M_{22}(\lambda_{22})$, или $\lambda_{C2} = \lambda_{22}$, и одновременно до тех пор, пока частота вращения ИЭ не станет равной $\dot{\Theta}_2$, при которой величина $M_{D2}(\lambda_{D2})$ не станет равной $M_{12}(\lambda_{12})$, т.е. $\lambda_{D2} = \lambda_{12}$. После чего наступит установившийся режим работы ИИМС с каким-то средним значением частоты вращения наружной обоймы МСХ и передаточного отношения i_2 ИИМ.

С целью максимального использования устойчивого скоростного диапазона ИЭ параметры ИИМ желательно подбирать так, чтобы $|M_{C3}| = |M_{23}| = |M_{e\max}| = |M_{13}|$, при передаточном отношении $i = 1$, что нашло свое отображение на рис. 1. При этом $\lambda_{C3} = \lambda_{23} = \lambda_{13} = \lambda_M$. Это дает возможность построить крайнюю слева точку выходной характеристики (точка 3 на рис. 2), соответствующую моменту времени возникновения режима динамической муфты (РДМ). Крайней справа точкой выходной характеристики ИИМС, соответствующей существованию РДМ, будет точка, имеющая значение частоты вращения $\dot{\Theta}_1$ и вращающего момента $M_1(\lambda_{D1})$ ИЭ, т.е. $\dot{\epsilon}_{\max} = \dot{\Theta}_1$, а $M_{2\min} = M_{eV}$.

Если в процессе проектных работ будут выполнены все указанные выше условия, то получим внешнюю выходную характеристику ИИМС на РПХ, отражающую согласованное взаимодействие между собой ИИМ, ИЭ и ПЭ с автоматическим и бесступенчатым изменением выходного момента в соответствии с изменением момента сопротивления в диапазоне от M_{C1} до M_{C3} без возникновения нежелательных нелинейных эффектов.

Если, предположим, что теперь произойдет увеличение момента сопротивления с M_{C3} до M_{C4} (значение коэффициента λ_C увеличивается от λ_{C3} до λ_{C4}), то тогда ИИМ (рис. 1) плавно сойдет с РДМ и начнется режим трансформации момента. При этом рабочая точка ИИМ на его канонической характеристике по линиям 1 и 2 сместится влево до такого среднего значения передаточного отношения i_4 при котором $M_{C4} = M_{24}(\lambda_{C4} = \lambda_{24})$. Во время этого промежутка времени частота вращения $\dot{\Theta}$ ИЭ будет смещаться вправо и увеличится до такого значения $\dot{\Theta}_4$, при котором наступит равенство моментов $M_{14} = M_{D4}(\lambda_{14} = \lambda_{D4})$.

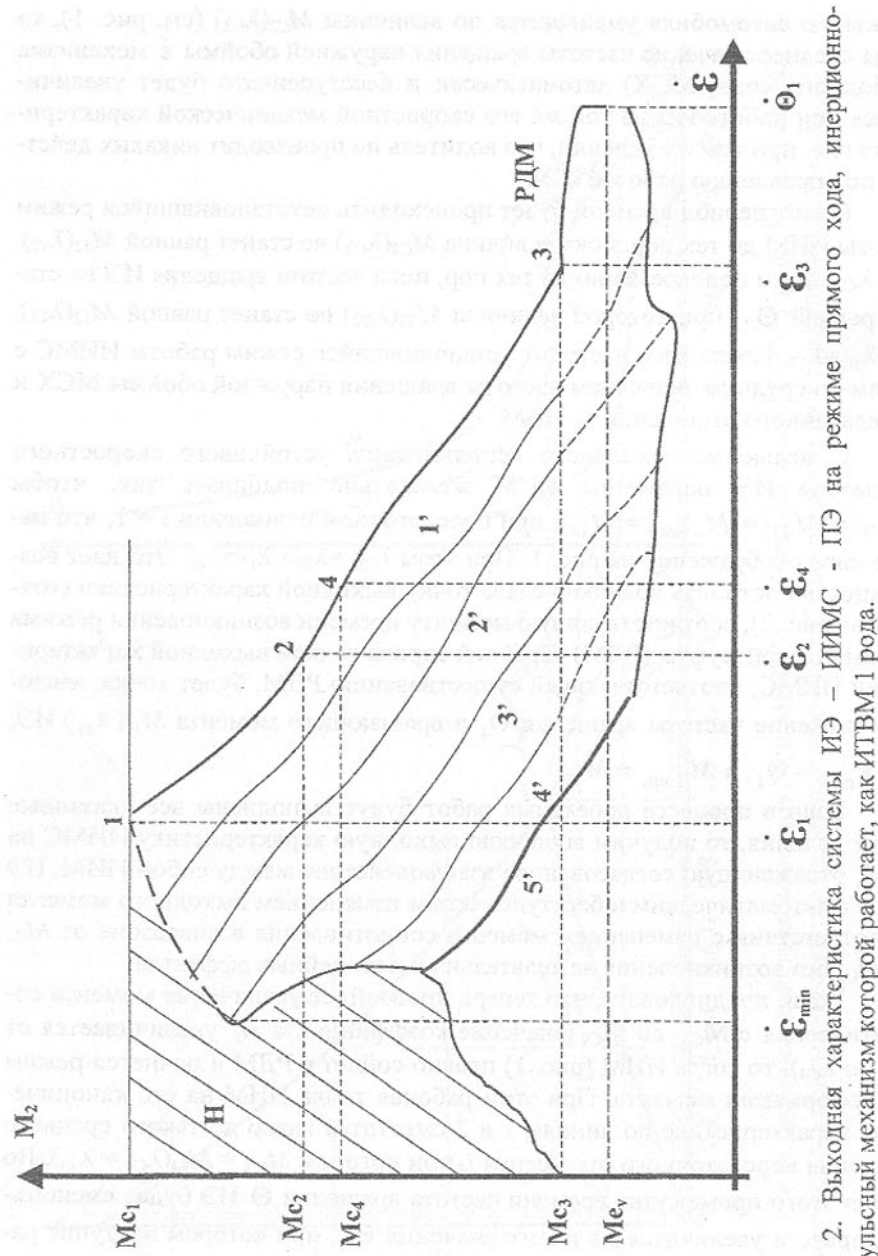


Рис. 2. Выходная характеристика системы ИЭ - ИИМС - ПЭ на режиме прямого хода, инерционно-импульсный механизм которой работает, как ИТВМ 1 рода.

Среднее значение частоты вращения $\dot{\epsilon}$ наружной обоймы МСХ для ИТВМ 1 рода будет равно: $\dot{\epsilon}_4 = \dot{\Theta}_4 \cdot i_4$. В рассматриваемом случае будет происходить наиболее полное использование устойчивого скоростного диапазона ИЭ, что обусловит одновременно и незатрудненный сход ИИМС с РДМ без возникновения нежелательных нелинейных эффектов.

На рис.3 умышленно показано, что максимальный момент $M_{c\max}(\lambda_{1D})$ двигателя на его внешней скоростной механической характеристике больше максимального значения входного момента $M_{13}(\lambda_{13})$ ИИМС, определяющего соответствующую загрузку двигателя моментом $M_{D3}(\lambda_{D3})$. Предположим, что в какой-то промежуток времени в соответствии с рис. 3, при загрузке ИЭ моментом M_{D3} , ИИМС будет работать на РДМ, т.е. будет иметь передаточное отношение $i=1$. С принципиальной точки зрения и строго рассуждая РДМ не описывается аналитическими зависимостями канонических характеристик, т.к. они получены для случая установившегося режима движения при условии импульсной передачи энергии от ведущих элементов к ведомым. Но, строго говоря, РДМ в чистом виде (т.е. когда в любой момент времени $\dot{\Theta} = \dot{\epsilon}$) никогда не существует. Поэтому считаем, что РДМ также описывается аналитическими зависимостями канонических характеристик. В рассматриваемом случае, как теперь видно, будет происходить неполное использование устойчивого скоростного диапазона ИЭ по сравнению с рис. 1, что, обусловит одновременно и затрудненный сход ИИМС с РДМ.

Если рассмотреть процессы, происходящие в ИИМС в соответствии с изображенными кривыми на рис.3 при изменении момента сопротивления от значения $M_{C3}(\lambda_3)$ до значения $M_{C4}(\lambda_4)$, то они будут резко отличаться от процессов, отображенных на рис.1 и описанных немного выше.

В течение какого-то времени t_H будет наблюдаться нелинейный эффект, причина которого носит энергетический характер. Рассмотрим теперь уже этот неустойчивый режим подробнее. Этот нелинейный эффект обуславливает переходной неустойчивый режим трансформации момента, вызванный перераспределением энергии между обобщенными координатами и начинающийся с РДМ. Режим динамической муфты будет продолжаться некоторое время, а потом сменится режимом трансформации момента, который будет вначале неустойчивым и будет состоять из двух этапов, после окончания которых начнется устойчивый режим трансформации.

При увеличении момента сопротивления $M_{C3}(\lambda_{C3})$ до значения $M_{C4}(\lambda_{C4})$, рабочая точка ИИМС на его канонической характеристике будет смещаться не по линиям 1 и 2, а начнет смещаться вверх от кривой 2 (от точки Б до точки А, рис. 3). Одновременно, в этот момент времени, частота

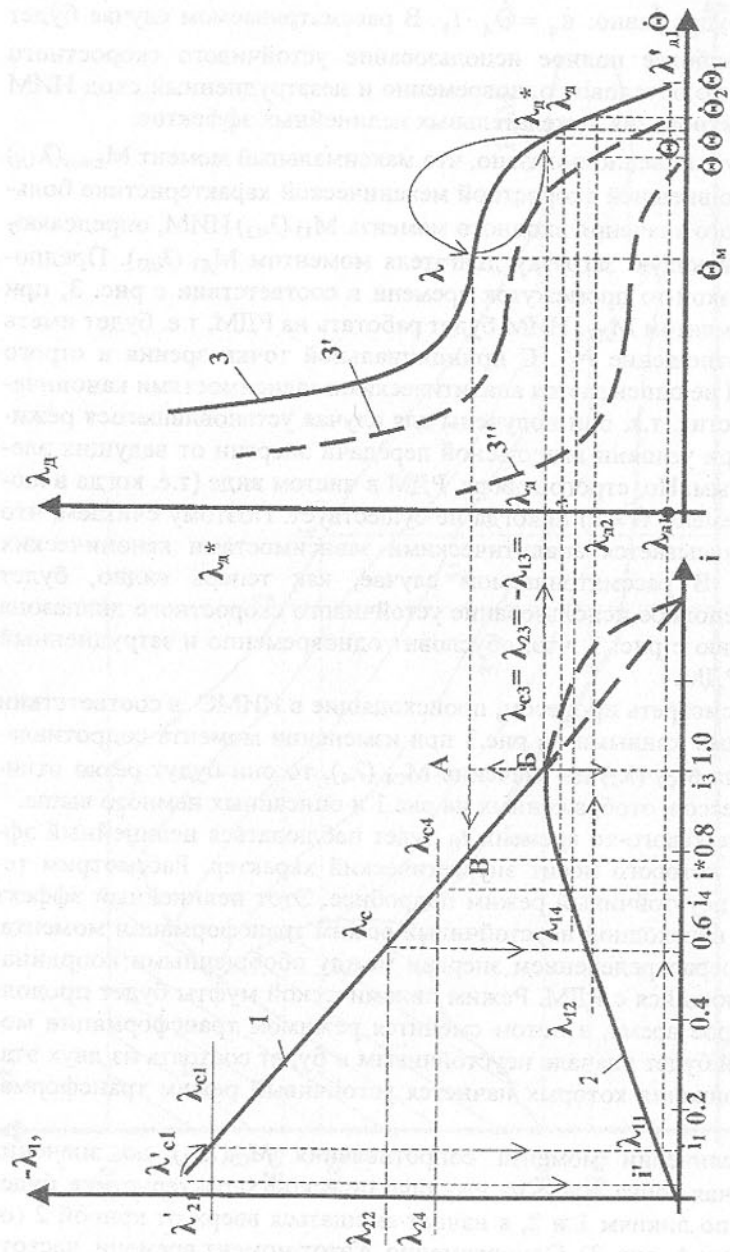


Рис. 3. Анализ взаимодействия моментов M_1 и M_2 ИИМ, работающего как ИТВМ I рода, M_d источника энергии и M_c приемника энергии на режиме прямого хода посредством их коэффициентов $\lambda_1, \lambda_2, \lambda_{12}, \lambda_c$.

вращения $\dot{\Theta}$ ИЭ начнет вначале смещаться влево (рис. 3, кривая 3) и это будет продолжаться до тех пор, пока она не достигнет значения $\dot{\Theta}_M$ (условно это показано стрелочкой справа налево). Среднее значение передаточного отношения i в этот отрезок времени будет оставаться равным единице, т.е. РДМ вроде бы будет существовать, по крайней мере, внешне будет проявляться, но уже, по сути, становится неустойчивым. Затем, при значении частоты вращения ИЭ $\dot{\Theta}_M$, произойдет сход с РДМ и начнется первый этап неустойчивого режима трансформации.

Еще какой-то период времени средняя частота вращения ИЭ остается постоянной и равной $\dot{\Theta}_M$, а в это время начнет уменьшаться среднее значение частоты вращения $\dot{\epsilon}$ наружной обоймы МСХ. Это приведет к уменьшению передаточного отношения. Рабочая точка ИИМ по выходному моменту $M_2(\lambda_2)$ начнет перемещаться горизонтально влево (рис. 3, от точки А к точке В), и в этот момент времени ИИМ уже не работает в требуемом расчетном режиме и его работа сопровождается большими динамическими перегрузками. Внешне это выглядит так: частота вращения ИЭ остается постоянной, момент $M_2(\lambda_2)$ также, а частота вращения $\dot{\epsilon}$ наружной обоймы МСХ, - уменьшается. Первый этап неустойчивого режима трансформации момента будет продолжаться до тех пор, пока среднее значение передаточного отношения не станет равным i^* , а рабочая точка ИИМ по моменту $M_2(\lambda_2)$ не совпадет с точкой В и рабочая точка ИЭ на кривой 3 будет иметь параметры частоты вращения $\dot{\Theta}_M$ и вращающего момента $M_{e_{max}}$.

После этого начнется второй этап неустойчивого режима работы ИИМС. Начнет увеличиваться частота вращения ИЭ (это условно отражается на рис. 3 стрелочкой слева направо от $M_{e_{max}}$ до M_{d4} (от λ_{13} до λ_{14})). Это приведет к увеличению выходного момента $M_2(\lambda_2)$, который когда-то станет равным $M_{24}(\lambda_{24})$. В этот момент времени момент $M_{24}(\lambda_{24})$ потребует от ИЭ величину момента $M_{d4}=M_{14}(\lambda_{d4}=\lambda_{14})$. В течение этого промежутка времени может даже произойти (а может и не произойти, зависит от конкретных значений канонической характеристики ИИМ и механической характеристики ИЭ) увеличение среднего значения частоты вращения ведомого звена ИИМ. Неустойчивый режим работы ИИМ будет длиться какое-то время. В конечном итоге среднее значение передаточного отношения ИИМ уменьшится, при условии, что M_{c4} постоянно, до значения i_4 , при котором $M_{24}=M_{c4}(\lambda_{24}=\lambda_{c4})$, а нагрузка ИЭ станет равной $M_{d4}=M_{14}(\lambda_{d4}=\lambda_{14})$, при частоте вращения $\dot{\Theta}_4$. В этом случае закончится второй этап неустойчивого неустановившегося режима трансформации момента, сопровож-

дающийся так же повышенными динамическими нагрузками, существенно снижающими срок службы ИИМ, и начнется установившийся режим. При этом средняя частота вращения $\dot{\epsilon}_4$ наружной обоймы МСХ будет равна $\dot{\epsilon}_4 = \dot{\Theta}_4 \cdot i_4$. Эта рабочая точка 4 ИИМС будет лежать на устойчивой ветви ее выходной характеристики, хотя какая-то часть области выходной характеристики будет неустойчивой (рис. 2, область неустойчивого режима обозначена буквой Н). Крайней точкой справа выходной характеристики ИИМС на РДМ будет устойчивая точка, соответствующая значению частоты вращения $\dot{\Theta}_1$ и вращающему моменту M_1 ИЭ, т.е. $\dot{\epsilon}_{\max} = \dot{\Theta}_1$, а $M_{2\min} = M_{eV}$.

Если же учесть в реальности, что за время t_H неустойчивого режима величина момента сопротивления M_C не останется постоянной, то этот неустойчивый режим может перейти в другой неустойчивый режим, а внешне это может выглядеть как проявление каких-то новых нелинейных эффектов или их комбинации.

Следовательно, если передаточное отношение ИИМС будет увеличиваться, вплоть до $i=1$, неустойчивых режимов трансформации не будет. А если передаточное отношение после этого начнет уменьшаться, то сразу же наступят неустойчивый неустановившийся РДМ и режим трансформации момента. После некоторого значения передаточного отношения $i < 1$, наступит устойчивый установившийся режим трансформации, который будет продолжаться вплоть до стопового режима. Следовательно, при увеличении передаточного отношения i нет неустойчивых режимов, а при уменьшении i , - имеются неустойчивые режимы трансформации, т.е. появляются нелинейные эффекты. Да и сам по себе неустойчивый режим представляет какой-то нелинейный эффект.

Если бы значение коэффициента λ_M (рис. 1, кривая 3) было бы меньше, чем значение коэффициента λ_1 (как, на пример, на рис. 3, кривая 1) при $i = 1$, то тогда вообще не существовал бы устойчивый РДМ. В какие-то промежутки времени (довольно короткие) система ИЭ – ИИМС – ПЭ выходила бы на РДМ, при каком-то постоянном значении момента сил полезного сопротивления, и вновь самопроизвольно сходила, работая длительно на режиме трансформации момента, а потом вновь, без видимых на то причин, выходила бы на РДМ и сходила с него. Это все хорошо объясняется обменом энергиями во времени между обобщенными координатами, вернее, элементами ИИМС, которые жестко связаны с ними.

Неустойчивые режимы работы ИИМС, как указано вначале статьи, частично устраняются соответствующим параметрическим согласованием между собой основных параметров ИИМ. Параметрическое согласование

является необходимым, но не достаточным условием отсутствия нежелательных нелинейных эффектов. Достаточным условием устранения нежелательных нелинейных эффектов в системе ИЭ – ИИМС – ПЭ является энергетическое согласование между ее элементами.

Если в системе ИЭ – ИИМС - ПЭ выполнить должным образом параметрическое и энергетическое согласования характеристик ее элементов, то она проявит в полной мере принципиально заложенные в нее мыслью конструктора свойства автоматичности и бесступенчатости, адаптивности и склонность к саморегулированию. Это откроет в машиностроении широкие перспективы в создании машин, реализующих принципиально новые прогрессивные и энергосберегающие технологии.

Список литературы: 1. Вибрации в технике: Справочник. В 6-ти т. – М.: Машиностроение, 1979. – Т.2. Колебания нелинейных механических систем. – 351 с., ил. 2. Левин С.Ф. Безразмерная характеристика инерционного трансформатора // Конструирование и расчет гусеничных машин / Челябинск. политехн. ин-т. – 1967. – Вып. 44. – С. 152–167. 3. Куница А.В. Инерционный трансформатор вращающего момента с отдельным использованием импульсов: Дис ... канд. техн. наук: 05.02.02. – Челябинск, 1981. – 252 с. 4. Леонов А.И. Инерционные автоматические трансформаторы вращающего момента. – М.: Машиностроение, 1978. – 224с. 4. Антонов А.С. Силовые передачи колесных и гусеничных машин. – Л.: Машиностроение, 1975. – 480 с. 5. Куница А.В. Каноническая характеристика ИТВМ прямого хода/ Сб. тр. междунардн. научн.- техн. конф. "Техносфера и машиностроение на рубеже XXI века". Севастополь, 9 – 12 сентября 1998 г. – Донецк, 1998. – С. 128 – 131 с. 4. Куница А.В. Каноническая характеристика ИТВМ обратного хода/ Сб. тр. междунардн. научн.- техн. конф. "Техносфера и машиностроение на рубеже XXI века". Севастополь, 9 – 12 сентября 1998 г. – Донецк, 1998. – С.132– 136 с.

Статья поступила в редакцию 31.05.2002 г.

РАЗРАБОТКА ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ОБЕСПЕЧЕНИЯ ПРОСТРАНСТВЕННОЙ МОДИФИКАЦИИ ЗУБЬЕВ МУФТ

Михайлов А.Н. (ДонНТУ, г. Донецк, Украина)
Ливенцов И.Н. (ДонГАСА, г. Макеевка, Украина)
Грубка Р.М. (ДонНТУ, г. Донецк, Украина)

A design and both principle of action of the device and tool for realization of spatial modification of cogs of gear couplers are considered in article. Explana-

tions are also given for the choice of parameters and features of kinematics of their mutual movement.

Особенностью работы зубчатых муфт является возможность передачи ими крутящего момента в условиях некоторого перекрещивания осей соединяемых валов.

Однако при этом наблюдается резкое изменение величины деформации у основания зубьев из-за неравномерного распределения нагрузки в зацеплении и кромочных ударов рабочих поверхностей зубьев при эксплуатации муфт. Для устранения этого явления, а также повышения их несущей и компенсирующей способности наиболее прогрессивным мероприятием является модификация зубьев, которой посвящено довольно большое количество работ [1, 2, 3, 4, 5]. С другой стороны, применяемая в настоящее время модификация не исключает кромочного контакта по вершинам и торцам зубьев и не обеспечивает линейного взаимодействия их рабочих поверхностей.

С целью решения данной проблемы разработан способ осуществления пространственной модификации зубьев, которая обеспечивает близкую к предельной несущую и компенсирующую способность зубчатых муфт за счет линейного контакта зубьев и выравнивания нагрузки в зацеплении. Под пространственной модификацией следует понимать изменение боковой поверхности зубьев до оптимальной формы за счет модификации их по высоте и ширине.

Осуществление линейного касания рабочих поверхностей зубьев в муфте стало возможным благодаря соблюдению при изготовлении двух условий второго метода Оливье [6], а именно:

1) обработка зубчатого колеса муфты осуществляется с помощью дискового хона с внутренними зубьями, боковая поверхность которых полностью совпадает с боковой поверхностью зубьев обоймы;

2) относительные движения изделия и инструмента, полностью совпадающие с относительными движениями втулки и обоймы при эксплуатации.

Рассмотрим детально схему движения изделия и инструмента в ходе обработки (см. рис.1). Зубчатому изделию 1 и кинематически связанному с ним зубчатому инструменту 2 сообщает вращение вокруг своих осей за счет приложенного к изделию крутящего момента M_k . Инструментом 2 с передаточным отношением, равным единице, охватываются все зубья обрабатываемого изделия 1, при этом он притормаживается моментом M_m и перемещается возвратно-поступательно относительно своей продольной оси и изделия 1. Поворот инструмента 2 производится вокруг координатной оси y , перпендикулярной продольной оси z изделия 1 и проходящей через плоскость симметрии центрального сечения его зубчатого венца.

Формообразование оптимальной бочкообразности зубьев происходит за счет относительных пространственных движений зубьев, обусловленных вращением инструмента и изделия вокруг своих продольных осей, расположенных под углом друг к другу. Для получения бочкообразности на обеих сторонах зубьев изделия 1 направление вращения и торможения инструмента 2 изменяется на противоположное при переходе инструмента через исходное положение за время полного цикла его поворота.

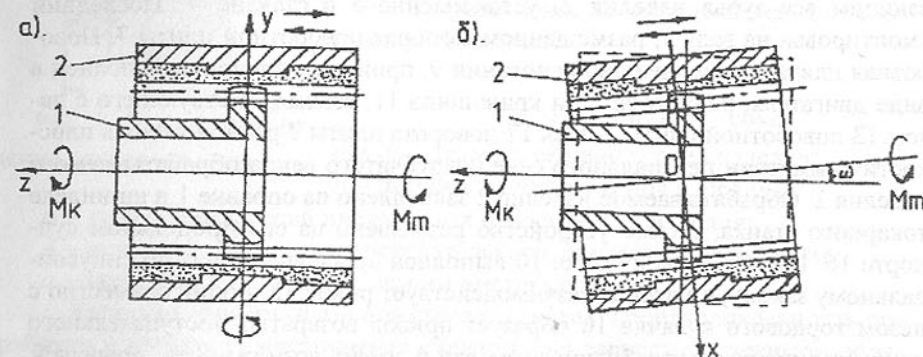


Рис.1. Схема движения изделия 1 и инструмента 2 при обработке боковой - поверхности зубьев пространственным хонингованием: а - вид сбоку; б - вид сверху.

Данный метод обработки имеет еще два неоспоримых достоинства - возможность повышения точности и производительности обработки. Первое обеспечивается тем, что все зубья обрабатываемого изделия охватываются приторможенным инструментом увеличивается число одновременно обрабатываемых зубьев, снижаются погрешности изготовления профиля и накопленные погрешности окружных шагов, так как при обработке исключается податливая упругая технологическая система и точность изготовления зубьев изделия зависит от точности изготовления инструмента. Второе - благодаря тому, что:

1) все зубья охвачены инструментом (зубчатым хонем) и при этом боковая поверхность одновременно всех зубьев равномерно обрабатывается за весь период хонингования;

2) моделируются условия эксплуатации муфт, то есть реализуется пространственное зацепление, что позволяет достичь заданной точности рациональной формы зубьев при более высоких режимах обработки.

Получаемая форма боковой поверхности зубьев позволяет уменьшить зазоры и углы контактирования в зацеплении при эксплуатации муфт. При этом снижаются изгибающие и контактные напряжения взаимодействующих зубьев за счет выравнивания нагрузки в зацеплении и ли-

нейного касания зубьев при эксплуатации, что не имеет места в муфтах с обычным профилем боковой поверхности зубьев.

Рассмотрим конструкцию приспособления, обеспечивающего описанную выше кинематику изделия и инструмента, предлагаемого для осуществления способа пространственной модификации зубьев (см. рис.2).

Устройство, смонтированное на токарно-винторезном станке модели ТК62, состоит из инструмента (зубчатого хона) 3, выполненного охватывающим все зубья изделия 2, установленного в стакане 4. Последний смонтирован на валу 5, размещенном в опорах поворотной плиты 7. Поворотная плита установлена на основании 9, привод ее поворота выполнен в виде двигателя, редуктора 12 и кривошипа 11, взаимодействующего с пазом 13 поворотной плиты 7. Ось 17 поворота плиты 7 расположена в плоскости симметрии центрального сечения зубчатого венца обрабатываемого изделия 2. Обрабатываемое изделие 2 закреплено на оправке 1 в шпинделе токарного станка, а само устройство размещено на его продольном суппорте 16. На торцовом кулачке 10 выполнен профильный паз по синусoidalному закону, с которым взаимодействует ролик 15. Ролик совместно с пазом торцового кулачка 10 образует привод возвратно-поступательного движения инструмента 3; при этом вал 5 имеет возможность, вращаясь, перемещаться вдоль оси вращения в опорах поворотной плиты 7.

Система торможения включает нагрузочный элемент 6, выполненный в виде колодочного тормоза типа ТТ-160, соединенного с валом 5 при помощи шкивов 8 и клиновых ремней. Величина тормозного момента подбирается из расчета действующей нагрузки на зубе инструмента. Для контроля угла поворота плиты 7 на редукторе 12 установлена шкала 14.

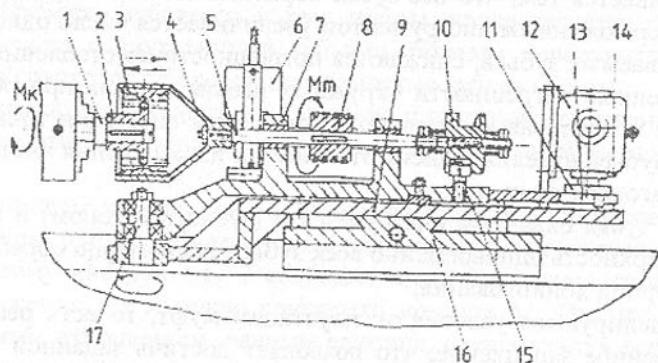


Рис.2. Устройство для обработки бочкообразных зубьев рациональной формы

Инструмент, применяемый при обработке – дисковый хон, состоит из двух элементов – металлической втулки 1 и абразивного венца 2 с внут-

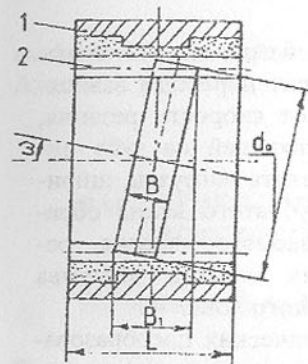


Рис. 3. Продольное сечение дискового хона

ренными зубьями (см. рис.3). Его параметры выбирают в зависимости от свойств обрабатываемого материала, размеров зубчатого изделия и стакана, в который он устанавливается, режимов резания и требований, предъявляемых к обработке [7], его прочности и экономичности процесса.

Ширина хона L определяется по следующей формуле:

$$L = B_1 + A + 2 \cdot a;$$

$$B_1 = d_a \cdot \sin \omega + B \cdot \cos \omega,$$

где d_a – диаметр вершин зубьев изделия;

B – ширина зубчатого венца изделия;

ω – угол перекося осей инструмента относительно изделия;

A – амплитуда возвратно-поступательного движения инструмента;

a – запас неиспользуемой ширины инструмента.

Качество обработанной поверхности зубьев, производительность обработки и стойкость инструмента существенно зависят от режимов обработки. По предлагаемому способу [8] предусмотрено в процессе хонингования производить поворот инструмента относительно изделия вокруг оси y (рис.1), находящейся в плоскости симметрии центрального сечения зубчатого венца изделия. Однако стоит отметить, что этот поворот (дворот) инструмента необходимо осуществлять с определенной угловой скоростью, так как большая скорость поворота инструмента не позволяет одновременно обрабатывать все зубья изделия и нагрузка по периметру зацепления хона распределяется неравномерно, концентрируясь на зубьях, находящихся около оси максимального их перекося. При этом эти зубья инструмента перенагружаются и снижается стойкость инструмента. При малой скорости поворота инструмента снижается производительность обработки и повышается износ инструмента на одно изделие, так как снимается лишний слой металла при формировании боковой поверхности зубьев.

Для решения данной задачи в результате проведенных исследований экспериментально получена зависимость угловой скорости поворота (дворота) инструмента вокруг оси y (рис.1):

$$\omega = \frac{\psi}{10^4 \cdot K_\omega},$$

где ψ – угловая скорость вращения изделия или инструмента вокруг своей продольной оси z (рис.1);

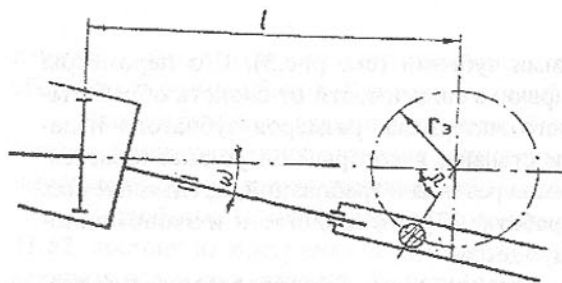


Рис.4. Механизм доворота инструмента

K_ω - безразмерный коэффициент перехода, зависящий от скорости резания, действующей на зубе инструмента нагрузки, ширины зубчатого венца обрабатываемого изделия, режущих свойств абразива зубчатого хона.

На основании построений (см. рис.4) и математических преобразований получено выражение для определения изменения частоты вращения привода доворота инструмента в зависимости от кинематических и геометрических параметров привода устройства:

$$n_1 = \frac{\psi \cdot i \cdot (l^2 - 2 \cdot l \cdot r_3 \cdot \cos \Omega + r_3^2)}{10^4 \cdot K_\omega \cdot r_3 \cdot (l \cdot \cos \Omega - r_3)},$$

где i - передаточное отношение редуктора привода доворота;

l - расстояние от оси поворота (доворота) инструмента до оси вращения кривошипа;

r_3 - радиус эксцентриситета кривошипа;

Ω - угол поворота кривошипа.

В ходе произведенных исследований осуществлена разработка устройства и инструмента для пространственной модификации зубьев муфт, а также даны комментарии по выбору параметров и особенностям кинематики их взаимного движения.

Список литературы: 1. А.с. 361843 (СССР). Приспособление к зуборезному станку для обработки зубьев колес пространственного зацепления / П.В.Хасилев. - Оpubл. в Б.И., 1973, № 2. 2. А.с. 917917 (СССР). Способ приработки сопряженной пары зубчатых колес / И.Б. Кивенсон, И.В. Кузышто. - Оpubл. в Б.И., 1982, № 13. 3. А.с. 116129А (СССР). Способ обработки бочкообразных зубьев / Н.А. Чернышев, В.А. Финиченко. - Оpubл. в Б.И., 1985, № 22. 4. Коськин В.Н. К вопросу о выборе рациональной формы зубьев зубчатых муфт. - Изв. вузов. Машиностроение, 1973, № 4, с.53-57. 5. Полоцкий М.С. Фланкирование зубьев зубчатых колес и его эффективность. - Вестник машиностроения, 1949, № 7, с.5-10. 6. Литвин Ф.Л. Теория зубчатых зацеплений. - М.: Наука, 1968. - 584с. 7. Полоцкий М.С. Возможности процесса шевингования в повышении точности турбинных передач. - В кн.: Современные методы оценки качества и пути повышения точности изготовления зубчатых передач. - М.: Машгиз, 1962, с.65-81. 8. А.с. № 917919 (СССР). Способ обработки зубчатых изделий с бочкообраз-

ным зубом и устройство для его осуществления / В.А. Финиченко, В.И. Ажажа, А.Н. Михайлов и др. 1983.

Статья поступила в редакцию 7.06.2002 г.

РАСПРЕДЕЛЕНИЕ НАПРЯЖЕНИЙ ПРИ ПРЕССОВАНИИ ПОРОШКОВЫХ И СЫПУЧИХ МАТЕРИАЛОВ

Остапенко М.А., Нестеров А.Н. (ДонНТУ, г. Донецк, Украина)

The research of distribution of pressure is carried out without acceptance "hypotheses of flat sections" at pressing powder and loose materials in a matrix of rectangular section. The new laws are established which describe experimental data more precisely.

Процессы прессования порошковых и сыпучих материалов в замкнутом объеме под действием внешних нагрузок широко применяются в машиностроении при производстве деталей методом порошковой металлургии, а также в других промышленных технологиях [1-3].

Вопросы обоснования технологических, силовых и конструктивных параметров процессов и прессового оборудования, снижения энергоемкости и повышения качества продуктов прессования должны решаться комплексно, в том числе, и путем углубления теоретических исследований.

Рассмотрим напряженное состояние порошкового материала, прессуемого в матрице с параллельными стенками.

Наиболее известное и простое решение такой задачи получено в одномерной постановке с использованием «гипотезы плоских сечений» [4].

$$\sigma_n = \sigma_o \exp\left(kf \frac{P}{F} L\right), \quad (1)$$

где σ_o, σ_n - соответственно, средние нормальные напряжения по поперечному сечению на задней стенке рабочего объема и на поверхности пуансона;

k, f - соответственно коэффициенты бокового давления и внешнего трения;

P, F - соответственно периметр и площадь поперечного сечения рабочего объема;

L - длина (высота) спрессованного материала по направлению движения рабочего органа.

Проведенные нами экспериментальные исследования показали, что при прессовании порошковых и сыпучих материалов в матрице с попереч-

ным сечением в форме прямоугольника «гипотеза плоских сечений» не выполняется.

Известные решения без принятия «гипотезы плоских сечений» задачи о распределении напряжений по объему круглой [5] и квадратной [1] в поперечном сечении прессовок при использовании для прямоугольных матриц приводят к значительным погрешностям.

В связи с этим, в настоящей работе исследование напряженного состояния прессуемого порошкового материала в матрице прямоугольного сечения проведено без принятия «гипотезы плоских сечений», в 3-х мерной постановке, с допущениями сплошности, однородности, изотропности, невесомости, линейной деформируемости прессуемой массы, абсолютной жесткости пуансона и матричного канала. Не учитываются силы инерции (квазистатическая постановка) и влияние газов. Величина произведения kf принимается постоянной.

Дифференциальное уравнение равновесия имеет вид (ось Ox направлена вдоль оси матрицы, а начало координат находится на оси задней стенки рабочего объема)

$$\frac{\partial \sigma_x}{\partial x} - \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial y} - \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial z} = 0. \quad (2)$$

Закон парности касательных напряжений на взаимно перпендикулярных площадках описывается выражениями

$$\tau_{xy} = \tau_{yx}; \tau_{xz} = \tau_{zx}; \tau_{yz} = \tau_{zy}. \quad (3)$$

Рассмотрим зависимость между перемещениями и относительными деформациями. Обозначим перемещения вдоль координатных осей Ox, Oy, Oz соответственно U, V, W . При абсолютной жесткости стенок камеры прессования $V=0$ и $W=0$. Находим относительные линейные деформации

$$\varepsilon_x = \frac{\partial U}{\partial x}; \varepsilon_y = \frac{\partial V}{\partial y} = 0; \varepsilon_z = \frac{\partial W}{\partial z} = 0; \gamma_{xy} = -\frac{\partial U}{\partial y}; \gamma_{xz} = -\frac{\partial U}{\partial z}. \quad (4)$$

Связь между напряжениями и относительными деформациями имеет следующий вид

$$\sigma_x = \frac{E_0}{1+2\kappa} \frac{\partial U}{\partial x}; \tau_{xy} = -\frac{1}{2} E_0 \frac{(1-\kappa)}{(1+2\kappa)} \frac{\partial U}{\partial y}; \tau_{xz} = -\frac{1}{2} E_0 \frac{(1-\kappa)}{(1+2\kappa)} \frac{\partial U}{\partial z}. \quad (5)$$

Граничные условия:

1. При $x=0$, $U=0$.
2. При $x=L$ величина U не зависит от Y и Z , что вытекает из допущения абсолютной жесткости пуансона.

3. Интегральное силовое граничное условие на задней стенке рабочего объема имеет вид

$$R_0 = \int_0^{\frac{BH}{2}} \int_0^{\frac{2L}{2}} (\sigma_x)_{x=0} dydz, \text{ где } R_0 = \sigma_0 F. \quad (6)$$

4. Интегральное трибограничное условие, характеризующее условие квазиравновесия частиц порошкового материала, соприкасающихся со стенками матричного канала в зоне прессования имеет вид

$$4 \int_0^{\frac{H}{2}} \int_0^L (\tau_{xy})_{y=\frac{B}{2}} dx dz + 4 \int_0^{\frac{B}{2}} \int_0^L (\tau_{xz})_{z=\frac{H}{2}} dx dy = 4kf \left[\int_0^{\frac{H}{2}} \int_0^L (\sigma_x)_{y=\frac{B}{2}} dx dz + \int_0^{\frac{B}{2}} \int_0^L (\sigma_x)_{z=\frac{H}{2}} dx dy \right].$$

5. Равенство $\tau_{xy}^A = \tau_{xz}^A$ характеризует условие отсутствия скачков касательных напряжений в точках, находящихся на пересечении стенок матричного канала в зоне прессования, например в точке A с координатами $y_A = B/2$, $z_A = H/2$, которое с учетом выражений (5) принимает вид

$$\left(\frac{\partial U}{\partial y} \right)_{y=B/2, z=H/2} = \left(\frac{\partial U}{\partial z} \right)_{y=B/2, z=H/2}. \quad (7)$$

С учетом зависимостей (5) уравнение (2) принимает вид

$$\frac{\partial^2 U}{\partial x^2} + \frac{1}{\lambda^2} \left(\frac{\partial^2 U}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 U}{\partial z^2} \right) = 0, \text{ где } \lambda = \sqrt{\frac{2}{1-\kappa}}. \quad (8)$$

Решение дифференциального уравнения (8), удовлетворяющее граничным условиям 1 и 2, найдено методом Фурье (разделения переменных) [6].

$$U = Ax + \left[\sum_{n=1}^{\infty} \Phi_n \sin\left(\frac{\pi n}{L} x\right) \right] ch(ry) ch \left[z \sqrt{\left(\frac{\pi}{L} \lambda\right)^2 - r^2} \right], \quad (9)$$

где A, Φ_n – константы интегрирования;

r – параметр, зависящий от размеров B, H, L прессовки и коэффициента бокового давления $-k$.

С учетом полученного решения, выражение (5) для σ_x (при $n=1$) преобразуется к виду

$$\sigma_x = \frac{E_0}{1+2\kappa} \left\{ A + \Phi_1 \frac{\pi}{L} \cos\left(\frac{\pi}{L} x\right) ch(ry) ch \left[z \sqrt{\left(\frac{\pi}{L} \lambda\right)^2 - r^2} \right] \right\}. \quad (10)$$

Константы A и Φ_1 определяются из граничных условий 3 и 4.

$$A = \frac{\sigma_o(1+2\kappa)}{E_o \left[1 - 0,5\kappa f \frac{\Pi}{F} L \right]}, \text{ где } \Pi = 2(B+H); F = B * H. \quad (11)$$

$$\Phi_1 = \frac{-0,5\sigma_o(1+2\kappa)\kappa f L^2 \Pi r \sqrt{\left(\frac{\pi}{L}\lambda\right)^2 - r^2}}{4\pi E_o \left[1 - 0,5\kappa f \frac{\Pi}{F} L \right] \operatorname{sh}\left(r \frac{B}{2}\right) \operatorname{sh}\left[\sqrt{\left(\frac{\pi}{L}\lambda\right)^2 - r^2}\right]}. \quad (12)$$

Формулы (10) -- (12) устанавливают закономерность распределения нормальных напряжений по объему прессовки.

Рассмотрим вопрос об определении параметра r . Необходимо отметить, что в известном решении [1] подобного рода параметр определяется для матрицы с квадратным поперечным сечением ($\operatorname{abs}(H-B)=0$) из условия равнозначности координатных осей OY и OZ , что, как следует из формул (9) и (10), равнозначно равенству

$$\sqrt{\left(\frac{\pi}{L}\lambda\right)^2 - r^2} = r, \text{ т.е. } r = \frac{\pi\lambda}{\sqrt{2}L}. \quad (13)$$

Такой подход неправомерен для матриц прямоугольного сечения, причем погрешность возрастает с увеличением $\operatorname{abs}(H-B)$.

В настоящей работе при определении параметра r используется граничное условие 5, которое с учетом выражения (9) при $n=1$ преобразуется в следующее уравнение относительно r .

$$\operatorname{th}\left(r \frac{B}{2}\right) / \operatorname{th}\left[\frac{H}{2} \sqrt{\left(\frac{\pi}{L}\lambda\right)^2 - r^2}\right] = \left[\sqrt{\left(\frac{\pi}{L}\lambda\right)^2 - r^2}\right] / r^2 \quad (14)$$

Закономерность изменения вдоль оси Ox среднего нормального напряжения по поперечному сечению зоны прессования выражается формулой

$$\sigma_x^{cp} = \frac{4}{BH} \int_0^{\frac{BH}{2}} \int_0^{\frac{BH}{2}} (\sigma_x) dy dz. \quad (15)$$

Подставим выражение σ_x , определяемое формулами (11-13) в формулу (16). После интегрирования и упрощений находим, что

$$\sigma_x^{cp} = \sigma_o \frac{\left[1 - 0,5\kappa f \frac{\Pi}{F} L \cos\left(\frac{\pi}{L}x\right) \right]}{\left[1 - 0,5\kappa f \frac{\Pi}{F} L \right]}. \quad (16)$$

При $x=L$, $\sigma_x^{cp} = \sigma_{\max}^{cp}$ – среднее максимальное напряжение на рабочей поверхности пуансона

$$\sigma_{\max}^{cp} = \sigma_o \frac{1 + 0,5\kappa f \frac{\Pi}{F} L}{1 - 0,5\kappa f \frac{\Pi}{F} L}. \quad (17)$$

Формулы (9-12) и (16), (17) в известных нам литературных источниках не приводятся.

В связи с этим, проведено сравнение значений напряжений, рассчитанных по известной (1) и полученной нами (17) формулам с экспериментальными данными, полученными с использованием ранее описанной установки [7]. Установлено, что погрешность формулы (17) в два раза меньше аналогичного показателя для формулы (1) и при $\Pi L/F \leq 3$ не превышает 5%.

Список литературы: 1. Жданович Г.М. Теория прессования металлических порошков. – М.: Металлургия, 1969. – 262с. 2. Елишевич А.Т. Брикетирование полезных ископаемых. – М.: Недра, 1989. – 300с. 3. Пал Манфред Х. Энергия и защита окружающей среды. – Падерборн: Изд-во FIT – Verlag, 1996. – 449с. 4. Сарматов М.И. Элементы теории и расчета прессов для брикетирования угля. – М.: Углетехиздат, 1954. – 240с. 5. Жданович Г.М., Якубовский И.А. Распределение давлений и плотности в осесимметричных брикетах, полученных прессованием в жестких матрицах // Порошковая металлургия. – 1977. №12. С.47-53. 6. Тихонов А.Н., Самарский А.А. Уравнения математической физики. – М.: Наука, 1977. – 735с. 7. Остапенко М.А., Чамов А.В., Рассказов Н.И., Розум К., Гловачкова И. Трамбование и прессование угольной шихты. – Кокс и химия, 1980, № 12, с.7-10.

Статья поступила в редакцию 15.05.2002 г.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСЕВЫХ СИЛ НА ГЕНЕРАТОРЕ ВОЛН В КРУПНЫХ ВОЛНОВЫХ ЗУБЧАТЫХ РЕДУКТОРАХ

Стрельников В.Н., Севостьянов С.В., Панков В.А.
(АО «НКМЗ», г. Краматорск, Украина)

The axial forces in undular transmission arise at interplay of disks of the oscillator of surges with a flexible sprocket which is generatrix among themselves

elastic kinematic pairs. It is established, that the basic requirements of formation of axled forces in undular transmission are: low torsional stiffness of a flexible sprocket, aberration of fulcrums of disks of the oscillator of surges from a parallelism of a fulcrum of undular transmission, asymmetric allocation of a normal offloading on disks concerning a major fulcrum of the oscillator of surges and axial play last.

В серийно выпускаемых волновых передачах осевые силы имеют малые величины и не оказывают заметного влияния на их работу. В крупных волновых передачах осевые силы принимают большие значения и их нельзя не учитывать при проектировании. Осевые силы в волновой передаче возникают при взаимодействии дисков генератора волн с гибким колесом, образующих между собой упругие кинематические пары. Диски генератора волн деформируют гибкое колесо, перманентно изменяя его геометрическую форму. Основными условиями образования осевых сил в волновой передаче являются: низкая крутильная жесткость гибкого колеса, отклонения осей дисков генератора волн от параллельности оси волновой передачи, асимметричное распределение нормальной нагрузки на дисках относительно большой оси генератора волн и осевой люфт последнего.

При передаче больших крутящих моментов, низкая жесткость гибкого колеса определяет значительные по величине деформации, приближая его к некоторой форме винтовой конической поверхности. При этом асимметричное распределение нормальной нагрузки на рабочих поверхностях дисков, отклоняет последние относительно плоскости их движения на некоторый угол γ [1]. При обкатывании дисков с перекошенными осями по внутренней поверхности гибкого колеса, они "ввинчиваются" в деформированную оболочку, перемещая генератор волн вдоль оси на величину осевого люфта, выборка которого сопровождается осевой ударной нагрузкой на опорный подшипник.

Возбуждение осевых сил в волновой зубчатой передаче связано с волновой конусообразной макро - деформацией гибкого колеса [2], а также отклонением осей дисков генератора волн от параллельности оси волновой передачи. Осевые силы на генераторе волн определяются тензометрированием упругой втулки, смонтированной на торце генератора волн для фиксации осевых сил (рис. 1). Тензорезисторы 2 наклеиваются по периметру внутренней поверхности упругой втулки 1 с интервалом $45^\circ \pm 1,5^\circ$. Каждая пара диаметрально противоположных тензорезисторов, соединяется между собой последовательно и включается в одно рабочее плечо полумоста тензоусилителя. Сигналы от каждой пары последовательно соединенных тензорезисторов регистрируются на осциллограмме, где простав

ляется нулевая отметка совмещения большой оси генератора волн с осью тензорезистора и отсчитывается угловая координата вращения генератора волн. Тарировка тензорезисторов выполнялась приложением осевых усилий к упругой втулке в пределах $0 \div 30000$ Н, с интервалом 1000 Н, до и после испытаний.

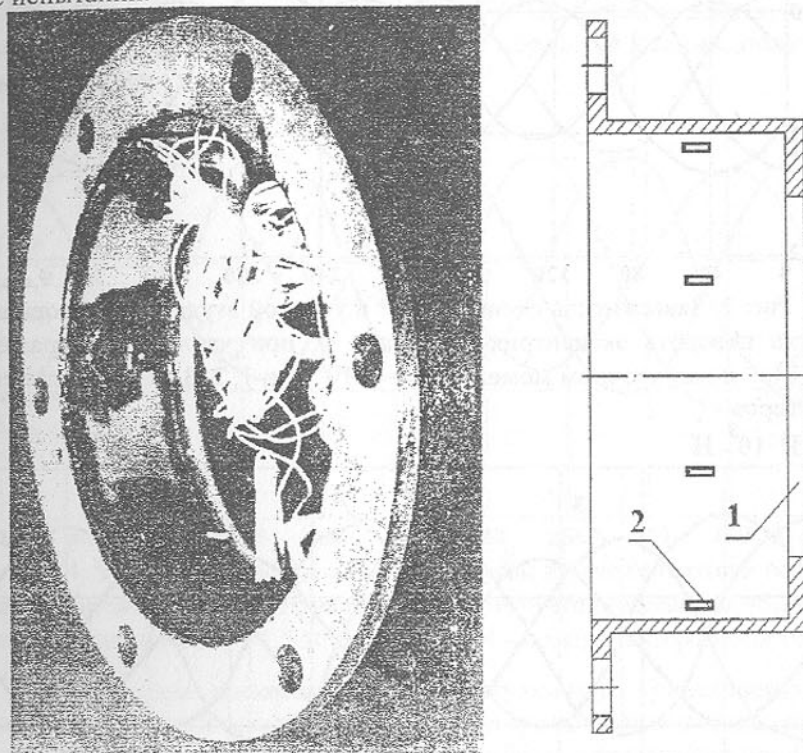


Рис. 1. Упругая втулка 1 с тензорезисторами 2

Осциллографирование втулки производилось одновременно для всех тензорезисторов на два осциллографа. Нагрузочный момент редуктора регулировался ступенчато $M_2 = (0,5; 1,0; 1,5; 2,5; 4,0; 5,0) \times 10^5$ Нм, при частоте вращения генератора волн $\omega_1 = 5,24$ с⁻¹. Осциллограммы упругой втулки, при определении осевых усилий на генераторе волн снимались для двенадцати оборотов генератора волн, при заданном нагрузочном моменте. Результаты обработки осциллограмм приведены на рис. 2 - 7.

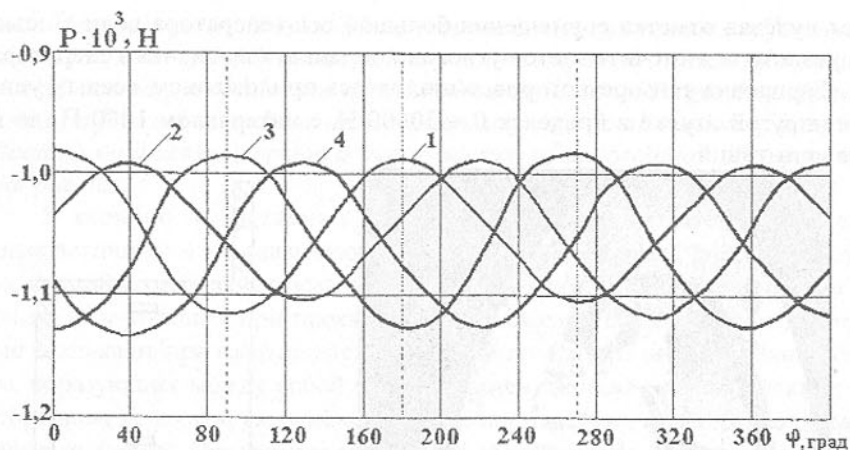


Рис. 2. Зависимость осевых сил P в упругой втулке генератора волн от угла поворота эксцентрикового вала φ , при частоте его вращения $\omega_1=5,24\text{с}^{-1}$ и нагрузочном моменте $M_2 = 5 \cdot 10^4 \text{ Нм}$; 1, 2, 3, 4 – номера тензорезисторов

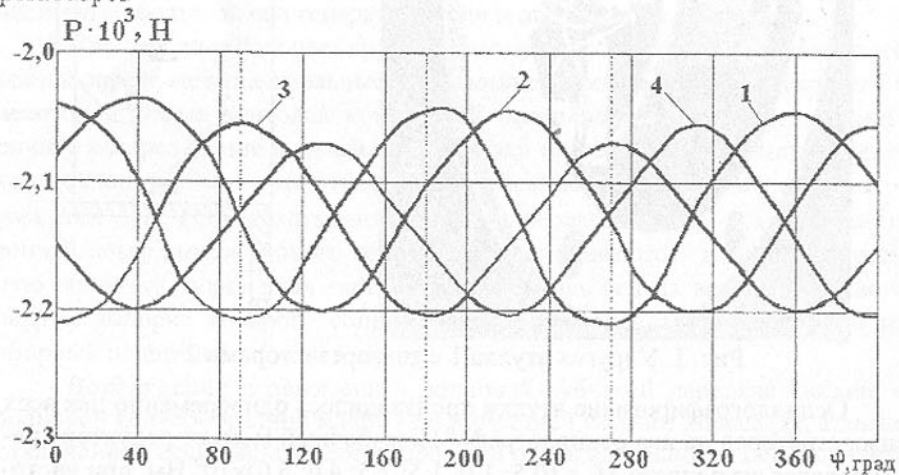


Рис. 3. Зависимость осевых сил P в упругой втулке генератора волн от угла поворота эксцентрикового вала φ , при частоте его вращения $\omega_1=5,24\text{с}^{-1}$ и нагрузочном моменте $M_2 = 10^5 \text{ Нм}$; 1, 2, 3, 4 – номера тензорезисторов

Анализ представленных графиков показывает, что деформация упругой втулки имеет волновой характер. За время одного оборота эксцентрикового вала деформация упругой втулки имеет две волны, аналогично деформациям крепёжных болтов и упругих втулок на гибком колесе. С уве-

личением нагрузочного момента M_2 осевая сжимающая сила, воспринимаемая упругой втулкой генератора волн – увеличивается. При $M_2 = 5 \cdot 10^4 \text{ Нм}$ максимальное и минимальное значения осевой силы составляют $P_{e \max}=1,13 \cdot 10^3 \text{ Н}$ и $P_{e \min} = 0,97 \cdot 10^3 \text{ Н}$, $\Delta P_e = 14\%$, а при $M_2 = 5 \cdot 10^5 \text{ Нм}$, $P_{e \max}=1,25 \cdot 10^4 \text{ Н}$ и $P_{e \min} = 1,02 \cdot 10^4 \text{ Н}$, $\Delta P_e=18\%$. Осевая сила действующая на генератор волн определяется в результате обработки данных, полученных по показаниям тензорезисторов.

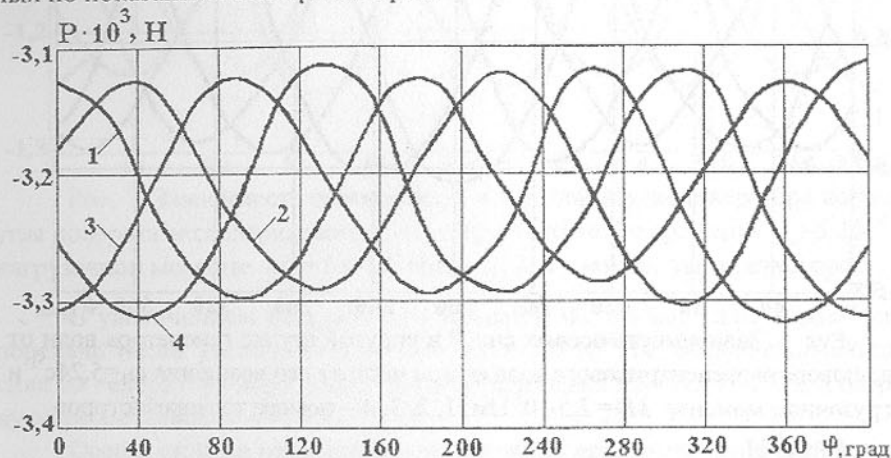


Рис. 4. Зависимость осевых сил P в упругой втулке генератора волн от угла поворота эксцентрикового вала φ , при частоте его вращения $\omega_1=5,24\text{с}^{-1}$ и нагрузочном моменте $M_2 = 1,5 \cdot 10^5 \text{ Нм}$; 1, 2, 3, 4 – номера тензорезисторов

По результатам тензометрии упругой втулки (рис. 1) построены графические зависимости осевой силы на генераторе волн от величины нагрузочного момента M_2 для крупных волновых зубчатых редукторов приводов поворота передвижного миксера МП-600АС и перефутеровки рудоразмольной мельницы МГР 5500 \times 7500, объёмом 160 м^3 , массой загружаемой руды 220т (рис. 8).

При нагрузочном моменте $M_2 = 5 \cdot 10^4 \text{ Нм}$ величина осевой сжимающей силы, действующей на генератор волн редуктора поворота миксера, составляет $P_{Г1}=-1,11 \cdot 10^3 \text{ Н}$. При том же нагрузочном моменте редуктора перефутеровки мельницы, осевая сила на генераторе волн составляет $P_{Г2}=-1,21 \cdot 10^3 \text{ Н}$.

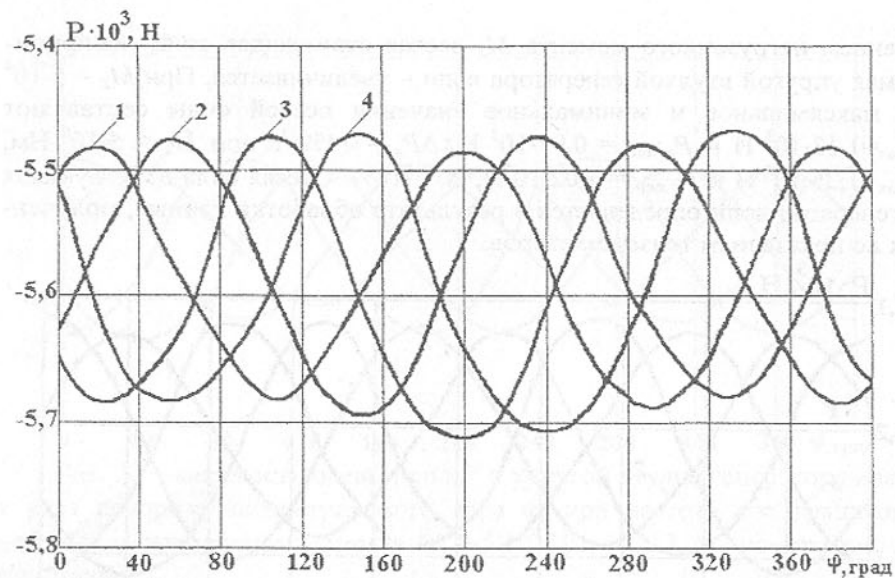


Рис. 5. Зависимость осевых сил P в упругой втулке генератора волн от угла поворота эксцентрикового вала φ , при частоте его вращения $\omega_1=5,24\text{с}^{-1}$ и нагрузочном моменте $M_2=2,5\cdot 10^5\text{ Нм}$; 1, 2, 3, 4 – номера тензорезисторов

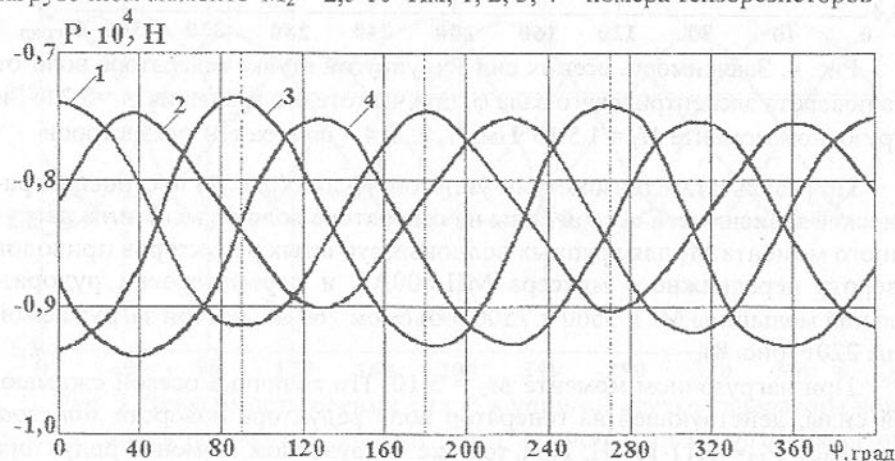


Рис. 6. Зависимость осевых сил P в упругой втулке генератора волн от угла поворота эксцентрикового вала φ , при частоте его вращения $\omega_1=5,24\text{с}^{-1}$ и нагрузочном моменте $M_2=4\cdot 10^5\text{ Нм}$; 1, 2, 3, 4 – номера тензорезисторов

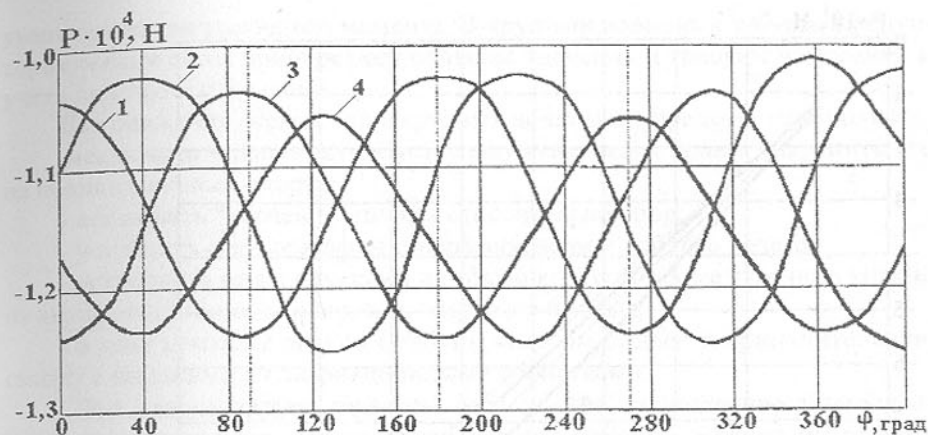


Рис. 7. Зависимость осевых сил P в упругой втулке генератора волн от угла поворота эксцентрикового вала φ , при частоте его вращения $\omega_1=5,24\text{с}^{-1}$ и нагрузочном моменте $M_2=5,0\cdot 10^5\text{ Нм}$; 1, 2, 3, 4 – номера тензорезисторов

С увеличением нагрузочного момента M_2 , осевые силы в волновой передаче также увеличиваются. При $M_2=5,0\cdot 10^5\text{ Нм}$, осевая сжимающая сила на генераторе волн редуктора *миксера* равна $P_{r1}=-1,17\cdot 10^4\text{ Н}$, а на редукторе *мельницы* $P_{r2}=-1,31\cdot 10^4\text{ Н}$.

Осевая сила на генераторе волн является некоторой функцией нагрузочного момента M_2 . Она однонаправлена – всегда сжимающая и не зависит от направления вращения генератора волн.

В волновом редукторе привода рудоразмольной мельницы МГР 5500×7500 осевые силы больше, чем в аналогичном редукторе привода поворота миксера МП-600АС. Для нагрузочных моментов $M_2=5\cdot 10^4 \div 5\cdot 10^5\text{ Нм}$, осевая сила на генераторе волн редуктора мельницы больше аналогичной силы редуктора миксера на 8 ÷ 11%.

Более высокие осевые силы на генераторе волн редуктора перефутеровки мельницы, в сравнении с редуктором поворота миксера, обусловлены соотношением геометрических размеров и различными передаточными отношениями этих редукторов. При одинаковых нагрузочных моментах M_2 у рассматриваемых редукторов, передаваемая мощность редуктором мельницы на 28% больше, чем редуктором миксера.

Расхождение данных теоретических и экспериментальных исследований осевых сил в волновых редукторах приводов перефутеровки рудоразмольной мельницы МГР 5500×7500 и поворота миксера МП-600АС не превышает 6%, что свидетельствует о надёжности полученных результатов.

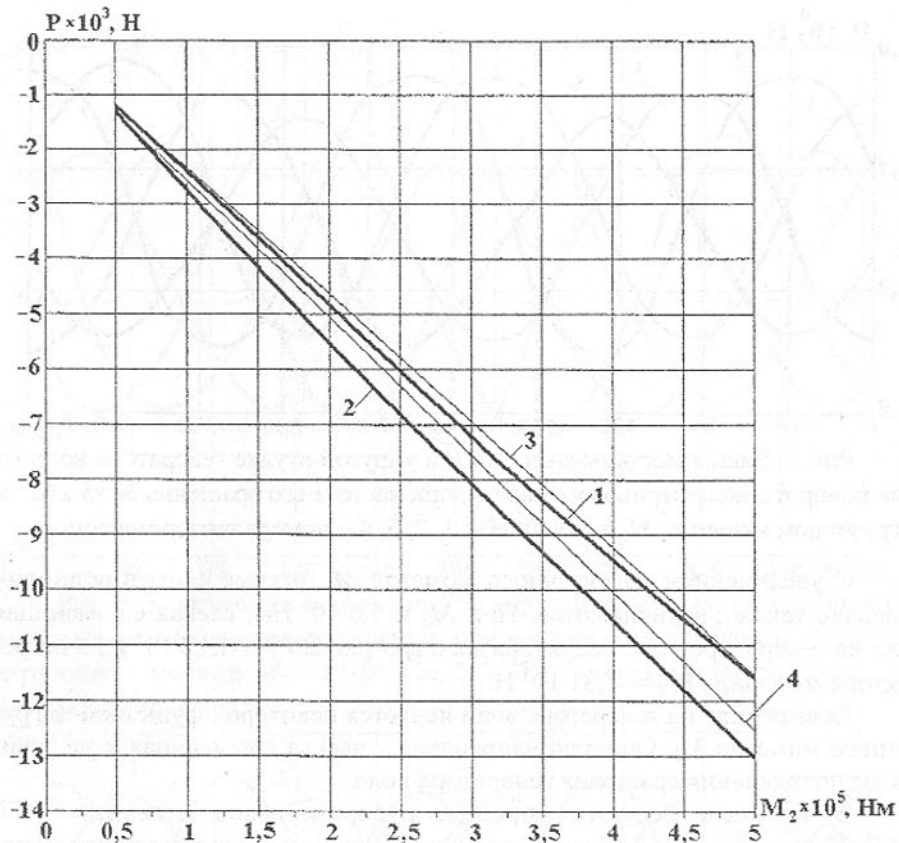


Рис. 8. Зависимость осевой силы P от нагрузочного момента M_2 на генераторе волн: 1, 3 – привода наклона передвижного миксера МП 600АС, и 2, 4 – привода перефутеровки рудоразмольной мельницы МГР 5500×7500; кривые 1, 2 получены экспериментально, 3, 4 – теоретически

Источником осевых сил в волновой зубчатой передаче являются кинематические пары, образованные дисками генератора волн и гибким колесом. Конструкция генератора волн не обеспечивает строгой параллельности осей дисков с общей осью волновой передачи. Перекос осей дисков генератора волн, формирует подобие фрикционной винтовой пары с малым шагом винта: генератор – гибкое колесо. Вращение ведущего вала вызывает винтовые движения генератора, который «ввинчивается» в гибкое колесо с осевой силой P , пропорциональной нагрузочному моменту M_2 . Осевая сила, вызванная винтовым движением генератора волн, воспринимается гибким колесом. Осевые силы в волновой передаче возрастают с

увеличением нагрузочного момента. В крупных волновых зубчатых редукторах осевые силы приобретают большие значения и требуют измерения и учёта при проектировании.

Для снижения осевых сил в крупных волновых передачах необходимо:

- исключить «плавающую» установку генератора волн и закрепить его на подшипниковых опорах;
- исключить «верчение» дисков относительно опор;
- устранить осевые люфты генератора волн и гибкого колеса;
- установить между дисками и гибким колесом промежуточное кольцо из антифрикционного материала, например бронзы;
- в зону контакта дисков с гибким колесом подвести принудительную смазку с высокими антифрикционными свойствами.

Это минимизирует перекосы осей дисков, существенно уменьшает величину осевых сил, которые, при наличии зазоров, люфтов и больших эксцентрично установленных вращающихся масс, в крупных волновых зубчатых передачах приобретают ударный характер. Снижение сил трения в кинематических парах «диски – гибкое колесо», уменьшает осевые силы, энергетические потери и износ дисков.

Внедрение результатов выполненных исследований в выпускаемой продукции «Ново-Краматорского машиностроительного завода» составило свыше 380 тыс. грн.

Список литературы. 1. Стрельников В. Н. Параметры взаимодействия дискового генератора волн с гибким колесом // Прогрессивные технологии и системы машиностроения. Международный сб. научн. тр. – Донецк: Донецкий государственный технический университет. – 2001. – Вып. 17. – С. 254 - 263. 2. Стрельников В. Н., Севостьянов С. В. Определение осевых сил на гибком колесе волновой передачи // Вестник ХГПУ. - Харьков, 2000. – Вып. 109. – С. 159 – 172.

Статья поступила в редакцию 10.05.2002 г.

АНАЛИЗ ПРОЦЕССА САМОПРОИЗВОЛЬНОГО СРАБАТЫВАНИЯ ВИБРОУДАРНОГО СТЕНДА С ГИДРОУПРУГИМ ПРИВОДОМ

Стадник А.П. (ДГМА, г. Краматорск, Украина)

In the article the conditions of a beginning of work of vibrating and shock stands with the hydroelastic drive using energy previously of a compressed spring are considered

Для испытания изделий при транспортировке железнодорожным транспортом, для контроля качества радиоэлектронного оборудования и

ответственных изделий машиностроения, авиации, космической техники широко распространены различные вибрационные и ударные стенды. В ДГМА под руководством профессора Роганова Л.Л. проводятся работы по созданию серии вибрационных и ударных стендов с гидроупругим приводом, использующих энергию предварительно сжатой жидкости. В данной статье рассматриваются условия самопроизвольного срабатывания, то есть раскрытия стыка между штоком и корпусом без предварительного выравнивания сил камер высокого и низкого давлений в условиях комбинированного нагружения испытуемого объекта вибрационным и ударным воздействием.

Были приняты допущения об абсолютной жесткости поршня штока и корпуса установки, отсутствии сил демпфирования. Влияние сил тяжести и трения учитывалось соответствующим выбором начала систем осей координат, предполагалось лишь вертикальное движение элементов стенда (рис. 1).

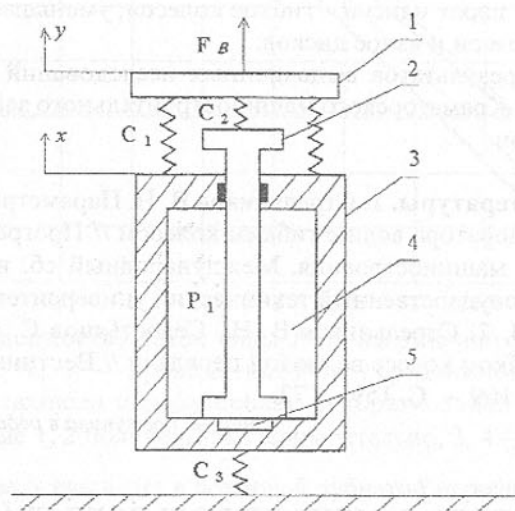


Рис. 1. Схема испытательного вибрационно-ударного стенда с гидроупругим приводом: 1 – стол с испытуемым изделием; 2 – поршень штока; 3 – корпус; 4 – камера высокого давления; 5 – камера низкого давления.

Движение штока определяется давлением в нижней камере, которое при отсутствии колебательного возбуждения и жестким креплением к фундаменту, имеет значение:

$$P_2 = P_1 S_1 / S_2$$

где P_1 – давление зарядки камеры высокого давления; S_1 – площадь штока, испытывающего высокое давление; S_2 – площадь штока над камерой низкого давления.

В случае неподвижного корпуса и непосредственного воздействия вибрационного нагружения на шток силой

$$F_g = H \sin(\alpha x),$$

это давление будет уже меньше на величину H/S_2 и будет равно:

$$P_2 = (P_1 S_1 - H) / S_2.$$

При учете упругого соединения корпуса с неподвижным основанием важно учитывать приложение вибрационной силы: в первом случае к штоку, а во втором – к корпусу. В обоих случаях вынужденные колебания установки имеют вид:

$$x = A \sin(\alpha x),$$

где $A = H / ((k^2 - \omega^2)(m_{ш} + m_{к}))$.

В приведенных выше формулах H – амплитуда вынуждающей силы; ω – частота вынуждающей силы; A – амплитуда вынужденных колебаний; k – частота собственных колебаний стенда; $m_{ш}$ и $m_{к}$ – массы штока и корпуса соответственно.

В первом случае давление в нижней камере уменьшается на величину, учитывающую влияние силы инерции штока, и принимает значение:

$$P_2 = (P_1 S_1 - H - m_{ш} \omega^2 A) / S_2.$$

Во втором случае амплитуду вынуждающей силы учитывать не надо и давление в камере низкого давления будет иметь вид:

$$P_2 = (P_1 S_1 - m_{ш} \omega^2 A) / S_2.$$

Наиболее энергосберегающей является схема (рис.1) упругого соединения стола и испытуемого изделия с корпусом или штоком.

Дифференциальные уравнения движения трех масс системы с двумя степенями свободы имеют вид:

$$\begin{cases} m_{ст} y'' = H \sin(\alpha x) - (c_1 - c_2)(y - x); \\ m_{ш} x'' = -c_2(x - y) - F_{зудр} + N; \\ m_{к} x'' = -c_1(x - y) + F_{зудр} - N - c_3 x. \end{cases}$$

Здесь x и y – координаты штока с корпусом и стола с изделием соответственно; c_1 – жесткость упругого соединения стола с корпусом; c_2 – жесткость упругого соединения стола со штоком; c_3 – жесткость упругого соединения корпуса с основанием; $m_{ст}$ – масса стола и испытуемого изделия; $F_{зудр} = P_1 S_1 - P_2 S_2$ – сила давления жидкости на шток; N – сила реакции между корпусом и штоком. Сила $N \geq 0$, когда она принимает значение равно 0, то происходит явление раскрытия стыка между штоком и корпусом.

Движение тел системы происходит по периодическому закону с двумя частотами, определяемыми собственными значениями однородных уравнений движения, амплитуды которых зависят от начальных условий и вынужденных колебаний с частотой ω возмущающей силы.

В случае жесткого крепления корпуса к основанию давление в нижней камере снизит лишь сила упругости между столом и штоком с корпусом на величину

$$H(1 - \omega^2 m_{cm} / (c_1 + c_2)) / S_2,$$

причем не важно с чем упруго соединен стол.

Дальнейшее исследование схемы придется проводить с привлечением вычислительных машин, так как давление в нижней камере будут определять характеристики вынуждающей силы и конструктивных элементов стенда посредством сил упругости и сил инерции штока и корпуса.

Следует обратить внимание, что при равенстве давления P_2 атмосферному наступает самопроизвольное раскрытие стыка между штоком и корпусом без какой-либо предварительной подкачки давления в нижней камере.

Таким образом для различных расчетных схем получены значения P_2 в камере низкого давления, характеризующее начало нанесения ударного воздействия при вибрационном нагружении изделия. Эти соотношения позволяют выбирать конструктивные параметры и определять интервал времени между нанесением последовательных ударов, который может носить как детерминированный, так и стохастический характер. Учет упругого взаимодействия корпуса с фундаментом позволяет решать вопросы вибро- и шумоизоляции.

Список литературы: 1. А.с. 1716357 СССР. Стенд для ударных испытаний / Л.Л. Роганов, П.В. Шишлаков, А.К. Савенков, М.Л. Роганов.- Оpubл. 29.02.92, Б.№8 // Открытия. Изобретения.-1992.-№8, с.171. 2. Матвеев И.Б. гидропривод машин ударного и вибрационного действия.- М.: Машиностроение . 1984 г.-с.29. 3. Методы проектирования электромеханических возбудителей / Божко А.Е., Пермяков В.И., Пушня В.А., АН УССР Институт проблем машиностроения.-Киев: Наук. Думка, 1989.-208 с. 4. Роганов Л.Л., Шишлаков П.В., Стадник А.Н. Математическая модель ударного стенда с гидроупругим приводом // Сб. науч. тр. Выпуск 1 / Краматорск, ДГМА, 1993.-с. 35-41.

Статья поступила в редакцию 7.06.2002 г.

СПОСОБ ОТДЕЛОЧНОЙ АБРАЗИВНОЙ ОБРАБОТКИ ОТВЕРСТИЙ С ЭЛЛИПТИЧЕСКОЙ ПОВЕРХНОСТЬЮ

Степанов Ю. С., Афанасьев Б. И.,

Кобзев Д. Л., Поляков А. И. (ОрёлГТУ, г. Орёл, Россия)

In the given article is offered the new method of finishing processing of apertures with an elliptic surface. A task of the invention is the increase of accuracy and quality of processing of internal elliptic surfaces.

Обработка деталей с криволинейным профилем представляет собой, как правило, весьма трудоёмкий процесс.

В зависимости от плоскости сечения, в которой расположена криволинейная поверхность, такие детали могут быть разбиты на три группы [1]:

1-я группа – цилиндрические детали с поперечными криволинейными профилями.

2-я группа – детали с продольными криволинейными профилями, образующие в поперечном сечении окружности.

3-я группа – детали с криволинейными профилями, расположенными в продольном и поперечном сечениях.

Существующие методы обработки не всегда способны обеспечить необходимую точность изготовления названных профилей, что в особенности относится к деталям, входящим в 1-ю и 3-ю группы. Это касается и деталей с отверстиями эллиптической формы, принадлежащих по данной классификации к 1-ой группе.

Предлагаемый способ отделочной абразивной обработки отверстий с эллиптической поверхностью основан на том, что проекция окружности на наклонную плоскость является эллипсом.

Обработка предварительно расточенного отверстия производится вращающимся шлифовальным кругом 1, закрепленным на шпинделе, например, внутришлифовального станка, с обеспечением продольной подачи $S_{пр}$ (рис. 1). Ось вращения инструментального шпинделя располагают под углом α к оси вращения заготовки 2, установленной в передней бабке станка. Угол α определяют по формуле:

$$\alpha = \arccos(b/a),$$

где a и b – соответственно, большая и малая полуоси обрабатываемого эллипса.

Для снятия общего припуска t , оставленного под шлифование, необходима также поперечная подача врезания S_{α} , которая осуществляется круговым движением вокруг т. О (точки пересечения осей вращения дета-

мой детали необходима корректировка положения держателя, заключающаяся в смещении его вправо, т. е. движение S_k . Причём движение тяги 9 вниз и перемещение S_k держателя вправо должны производиться одновременно. Это движение может быть осуществлено с помощью известных устройств, например, планшуппорта и каретки. По окончании обработки детали круг и держатель должны вернуться в исходное положение.

Предлагаемый способ отделочной абразивной обработки отверстий с эллиптической поверхностью позволяет расширить технологические возможности получения точных криволинейных поверхностей, повысить их точность и качество, снизить величину шероховатости и обеспечить независимость профиля обработанного изделия от диаметра шлифовального круга.

Выводы: Предложен новый бескопирный способ отделочной абразивной обработки деталей с отверстиями эллиптической формы. Для реализации данного способа обработки разработана конструкция специальной шлифовальной головки с пневматическим приводом движения поперечной подачи.

Список литературы: 1. Карелин Н. М. Бескопирная обработка цилиндрических деталей с криволинейными поперечными сечениями. – М.: Машиностроение, 1966. – 188 с. 2. А. с. 549327, МКИ В 24 В 41/04, В 24 В 5/08. Шлифовальная головка. Филиппов А. И. и др. Заявка № 2086082/08, заяв. 20.12.74. опуб. 05.03.77. Бюл. № 9.

Статья поступила в редакцию 20.05.2002 г.

ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ОПЕРАЦИИ ВНУТРЕННЕГО ШЛИФОВАНИЯ ПУТЕМ ПРИМЕНЕНИЯ СБОРНОГО КОМБИНИРОВАННОГО КРУГА С АКСИАЛЬНО-СМЕЩЕННЫМ РЕЖУЩИМ СЛОЕМ

Степанов Ю.С., Афанасьев Б.И., Поляков А.И., Кобзев Д.Л.
(ОрелГТУ, г. Орел, Россия)

The modular combined circle concerns to mechanical engineering and is intended for the fair combined grinding of metals and alloys inclined to occurrence of burns and microcracks during processing.

Теория и практика процессов шлифования деталей различными методами показали, что внутреннее шлифование сопряжено с наибольшими трудностями достижения высоких технико-экономических результатов.

Между тем, внутреннее шлифование составляет более 50% от всех видов шлифовальных работ в машиностроительном производстве, к нему

предъявляются высокие требования по точности формы, размеров, а также шероховатости поверхности обработанных деталей.

В этой связи, создание новых схем срезания припуска, инструментов и технологий, обеспечивающих повышение точности, качества и производительности внутреннего шлифования, является актуальной задачей для многих отраслей машино- и приборостроения.

Примером новых современных технологических концепций может служить шлифование сборным комбинированным кругом с аксиально-смещенным режущим слоем.

В процессе обработки за пол-оборота шпинделя 1 (рис. 1) комбинированного инструмента зона резания $b-b$, находящаяся на периферии шлифовального круга 2, переместится в положение $b_1 - b_1$, а за вторые пол-оборота она вернется в исходное положение.

Следовательно, за полный оборот шпинделя 1 со шлифовальным кругом 2 все его периферийные точки зоны резания совершат перемещение вдоль оси вращения, равное величине амплитуды A .

Благодаря такому аксиальному смещению рабочего режущего слоя шлифовального круга 2 на участке A в поперечном сечении наблюдается прерывистое шлифование, которое сопровождается низкой температурой резания по сравнению с традиционным шлифованием, не наблюдаются на обрабатываемой поверхности прижоги и микротрещины.

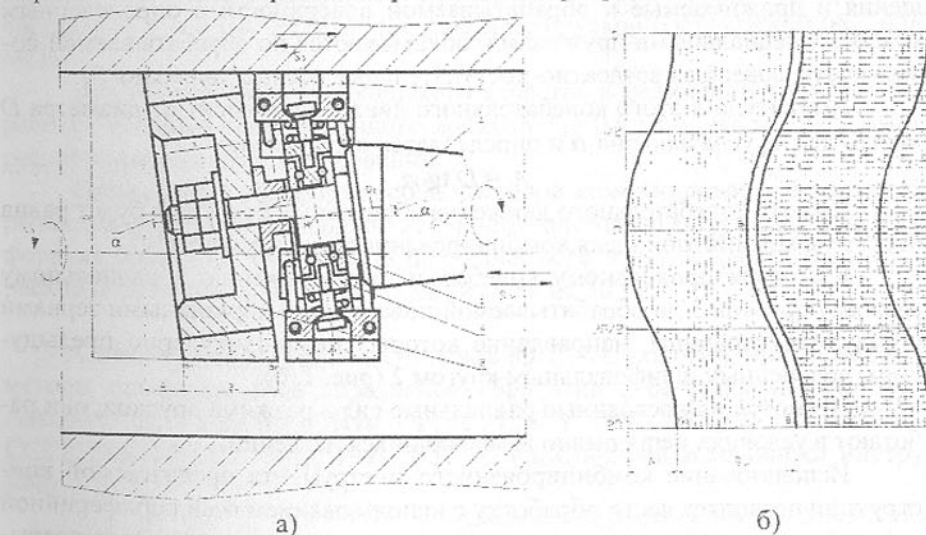


Рис. 1. Схема обработки отверстий сборным комбинированным кругом с аксиально-смещенным режущим слоем: а – общая схема; б – развертка следа комбинированного инструмента на обрабатываемой поверхности

Данное квазипрерывистое шлифование является непрерывным процессом резания, которое обеспечивает осцилляцию теплового поля вследствие прироста длины K контакта круга и детали, равное:

$$K = A + B_{ш},$$

где $B_{ш}$ – высота шлифовального круга 2 в направлении его продольной подачи,

$$B_{ш} = B \cos \alpha;$$

B – высота стандартного шлифовального круга 2;

α – угол наклона шлифовального круга 2.

Угол наклона круга 2 позволяет увеличить количество абразивных зерен, участвующих в резании. Если при обычном традиционном шлифовании количество режущих зерен, участвующих в резании, составляет от 5 до 15 %, то при данном квазипрерывистом шлифовании их количество увеличивается в n раз, которое можно определить по формуле:

$$n = K/B_{ш} = (A+B_{ш})/B_{ш} = 1 + A/B_{ш} = 1 + A/(B \cos \alpha).$$

Вслед за шлифовальным кругом 2 обрабатываемая поверхность подвергается чистовой обработке рабочими элементами 3, закрепленными на диске 4, который с помощью подшипника 5 установлен под углом α на шпинделе 1.

Абразивные бруски 3, имеющие возможность радиального перемещения и прижимаемые к обрабатываемой поверхности с определенным усилием специальными пружинами, обкатываются по обрабатываемой поверхности, совершая возвратно-поступательные осевые движения S_B .

Амплитуда A этого колебательного движения зависит от диаметра D инструмента, угла наклона α и определяется по формуле:

$$A = D \operatorname{tg} \alpha,$$

Частота колебательного движения абразивных брусков 3 будет равна частоте вращения шпинделя комбинированного инструмента.

Благодаря продольному колебательному движению и радиальному разжиму брусков 3 на обрабатываемой поверхности абразивными зернами образуются царапины, направление которых перпендикулярно предыдущим, полученных шлифовальным кругом 2 (рис. 1, б).

Несмотря на постоянные радиальные силы разжима брусков, они работают в условиях непрерывно изменяющихся давлений.

Использование комбинированного инструмента предлагаемой конструкции позволяет вести обработку с использованием всей периферийной рабочей части инструмента с сохранением преимуществ процессов прерывистого шлифования и хоингования.

Производительность такого способа чистовой комбинированной обработки можно повысить в 2...2,5 раза, а шероховатость поверхности – на 1...2 класса. При этом расход абразивного инструмента снижается на 30 %.

При производственных испытаниях на внутришлифовальном станке мод. 3К228В шлифовали сквозное отверстие диаметром $D = 60 \text{ H7}^{(+0,03)}$ и длиной $l = 60$ мм. Параметр шероховатости обрабатываемой поверхности $Ra 0,63$. Припуск на сторону $h = 0,2$ мм. Материал заготовки – сталь 45, закаленная твердость HRC 45. Станок оснащен устройством для активного контроля обрабатываемых заготовок.

Шлифовальный круг с абразивным слоем, рекомендуемым для этой стали (полная характеристика круга 24А 25П С2 5 К 8 А). При внутреннем шлифовании рекомендуется $D_k / D = 0,8...0,9$. Поэтому был выбран круг диаметром $D_k = 50$ мм.

Обработка проводилась при следующих режимах резания. Частоту вращения круга принимали $n_k = 13000 \text{ мин}^{-1}$; частоту вращения заготовки – $n_3 = 200 \text{ мин}^{-1}$. Продольная подача согласно рекомендаций была установлена $S_{п} = 5390 \text{ мм/мин}$. Поперечная подача для обычных кругов рекомендуется $S_{i \text{ ос.х}} = 0,004 \text{ мм/дв. ход}$. Для данного специального с аксиально-смещенным режущим слоем круга принимали $S_{i \text{ ос.х}} = 0,006 \text{ мм/дв. ход}$.

Абразивные бруски: материал зерна 63С, зернистость М40, твердость СМ1, связка – керамическая, количество брусков – 6, длина брусков – 30 мм, ширина брусков – 16 мм. Охлаждающая жидкость – эмульсия. Обработка осуществлялась за 25 проходов. Угол наклона шлифовального круга и диска с абразивными брусками $\alpha = 10^\circ$. Амплитуда при этом составляла $A = 8$ мм. Радиальное давление брусков составляло 0,05...0,06 МПа.

Для обеспечения необходимого качества и размерной точности обработки потребовалось основного времени $T_o = 0,6$ мин, что в 2 раза быстрее, чем при обычном шлифовании.

Применение данного способа чистовой комбинированной квазипрерывистой обработки позволяет исключить операцию получистового шлифования благодаря улучшению шероховатости на 1...2 класса. При этом расход абразивного инструмента снижается на 30 %.

Список литературы: 1. Степанов Ю. С. Технологии, инструменты и методы проектирования абразивной обработки с бегущим контактом. - Автореф. дисс. д-ра техн. наук. - Тула: ТулГУ, 1997. - 43 с. 2. А.с. 1692824 СССР, МКИ В24D 13/00, 1991. Б.И. № 43. Сборный абразивный инструмент.

Статья поступила в редакцию 25.05.2002 г.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ВРЕМЕНИ ГИДРАВЛИЧЕСКОЙ ПРАВКИ (ОЧИСТКИ) ШЛИФОВАЛЬНОГО КРУГА ПРИ ВОЗДЕЙСТВИИ СТРУИ СОЖ НА ЕГО РАБОЧУЮ ПОВЕРХНОСТЬ

Степанов М.С., Пермяков А.А. (НТУ "ХПИ", г. Харьков, Украина)

In clause(article) results of definition time of hydraulic editing (clearing) a grinding circle are given at influence of jet metalworking lubricants on his(its) working surface dependences of duration hydraulic editing (clearing) for a motionless and mobile grinding circle are received

Сохранение режущей способности круга возможно обеспечить двумя способами:

1. Путём постоянного обновления профиля за счёт разрушающего действия струи СОЖ на связку круга (гидравлическая правка) в результате чего запрессованная стружка удаляется вместе со связкой. В этом случае время удаления $\tau_{усв}$ объёма связки $V_{св}$ должно быть равно времени образования критических площадок износа абразивных зёрен $\tau_{кр.з}$, то есть

$$\tau_{усв} = \tau_{кр.з} \quad (1)$$

Разделив $V_{св}$ на $\tau_{кр.з}$, получим требуемую интенсивность удаления связки в процессе силового воздействия струи СОЖ, при которой режущая способность абразивного круга будет сохраняться

$$P_{ен} = \frac{V_{св}}{\tau_{кр.з}} \quad (2)$$

2. Путём преодоления адгезионного взаимодействия между запрессованной в свободном пространстве профиля стружкой с одной стороны, и связкой и зёрнами круга с другой, что обеспечивается силовым действием струи СОЖ (гидравлическая очистка). В этом случае для сохранения режущей способности абразивного круга следует обеспечить создание условий для размещения стружки в свободном пространстве профиля круга, что во многом определяет производительность шлифования.

Свободное размещение стружки в свободном пространстве профиля, возможно при постоянном удалении запрессованной стружки из него (в том числе посредством гидроочистки круга).

Для сохранения стойкости круга и других параметров шлифования необходимо реализовать следующий принцип: «Время удаления объёма стружки $V_{см}$ из свободного пространства профиля круга τ_y не должно превышать время размещения стружки в межзёренном пространстве профиля

круга τ_p »

$$V_{см} = V_{см.у} \text{ при } \tau_y = \tau_p \quad (3)$$

где $V_{см.у}$ – объём стружки, который удаляется в процессе воздействия струи СОЖ на поверхность круга.

Разделив $V_{см}$ на τ_y получим требуемую интенсивность гидроочистки круга, а именно интенсивность удаления запрессованной стружки из свободного пространства профиля круга:

$$P_{го} = \frac{V_{см}}{\tau_y} \quad (4)$$

Для соблюдения условия (1) следует выяснить влияние параметров струи СОЖ и характеристики круга на $\tau_{усв}$.

Для этого получена формула продолжительности гидравлической правки для неподвижного круга

$$\tau_{усв.зн} = \frac{\delta_c \rho_{сож} Q_{сож} \sqrt{\omega_y}}{\left(\rho_{сож}^{0,5} Q_{сож} - \sqrt{\omega_y P_{раз}} \right) \sqrt{P_{раз}}} \quad (4)$$

где $\omega_y = \mu f_c (1 - \alpha_x)$;

δ_c – глубина заделки зерна в связке;

$\rho_{сож}$ и $Q_{сож}$ – плотность и расход СОЖ;

$P_{раз}$ – сила разрушения;

μ – коэффициент расхода;

f_c – площадь поперечного сечения сопла.

Для вращающегося круга продолжительность гидравлической правки определяется по формуле

$$\tau_{усв.зн} = \frac{\delta_c}{v_k \cos \alpha + v_{сн}} \frac{P_{раз}}{\rho_{сож} Q_{сож} \sin \alpha} \quad (5)$$

где v_k – скорость шлифовального круга;

α – угол между направлением действия струи и касательной в точке встречи струи и круга;

$v_{сн}$ – скорость струи СОЖ вытекающей из сопла.

Продолжительность гидравлической очистки находится аналогично только в формулах (4) и (5) вместо параметра δ_c подставляется значение эквивалентной высоты свободной поверхности режущего профиля h_2 , а вместо силы разрушения связки $P_{раз}$ сила адгезионного взаимодействия $P_{ад}$.

$$\tau_{yzo} = \frac{h_2 \rho_{сож} Q_{сож} \sqrt{\omega_y}}{\left(\rho_{сож}^{0,5} Q_{сож} - \sqrt{\omega_y P_{адг}} \right) \sqrt{P_{адг}}} \quad (6)$$

$$\tau_{yzo} = \frac{h_2}{v_k \cos \alpha + v_c \frac{P_{адг}}{\rho_{сож} Q_{сож} \sin \alpha}} \quad (7)$$

Для определения связи между параметрами струи СОЖ, характеристикой круга и режимом обработки воспользуемся формулой для определения времени размещения сошлифованного материала в свободном пространстве профиля [1]

$$\tau_p = \sqrt{\frac{D_k (h_2 - h_{вн} - h_u)}{\kappa_o d_3 v_{вр}^2}} \quad (8)$$

где κ_o – коэффициент пропорциональности, зависящий от физических свойств обрабатываемого материала и абразива окружной скорости круга и способа подачи СОЖ [2];

$h_{вн}$ – максимальная глубина внедрения зерен;

h_u – износ круга по радиусу;

$v_{вр}$ – врезная подача.

D_k и d_3 – диаметры круга и заготовки соответственно.

Износ шлифовального круга изменяется во времени и является функцией загрязненности СОЖ

$$h_u = \beta_0(\tau) + \beta_1 c(\tau) + \beta_2 c^2(\tau) + \beta_3 c^3(\tau) \quad (9)$$

Подставляя в условие (3) формулы (7) и (8) с учетом формулы (9) можно определить значение скорости струи СОЖ необходимой для гидроочистки вращающегося круга

$$v_{czo} = \frac{m_a}{2} \left(1 + \sqrt{\frac{4P_{адг}}{m_a^2 \rho_{сож} \mu_f \sin \alpha}} \right), \quad (10)$$

где $m_a = \frac{h_2}{\sqrt{\frac{D_k [h_2 - h_{вн} - \beta_0(\tau) - \beta_1 c(\tau) - \beta_2 c^2(\tau) - \beta_3 c^3(\tau)]}{\kappa_o d_3 v_{вр}^2}}} - v_k \cos \alpha \quad (11)$

Как показывают зависимости (10) и (11) стойкость шлифовального круга может быть значительно увеличена путем управления комплексом параметров к которым можно отнести скорость, зернистость и диаметр круга, диаметр заготовки, угол наклона и диаметр сопла подачи СОЖ при

гидроочистке, скорость СОЖ в сопле.

Список литературы: 1. Ефимов В.В. К вопросу о размещении стружки в свободном пространстве режущего профиля шлифовального круга. – Смазочно-охлаждающие технологические средства в процессах абразивной обработки. – Ульяновск, 1988, с.28-32. 2. Худобин Л.В. Смазочно-охлаждающие средства, применяемые при шлифовании. – М.: Машиностроение, 1971. – 214с.

Статья поступила в редакцию 25.05.2002 г.

ОЦЕНКА НАДЕЖНОСТИ ПО МАЛОЙ ВЫБОРКЕ ПРИ ЕДИНИЧНЫХ ОТКАЗАХ

Стрельников В.П., Стрельников П.В.
(ИПММС НАНУ, г. Киев, Украина)

The methods of an estimation of indexes of reliability (cumulative distribution function of a mean lifetime) are esteemed on the basis of small sampling.

Основным методом, который позволяет установить реальный уровень надежности объектов, представляется оценка показателей надежности объектов по результатам испытаний (эксплуатации). При этом достоверность оценки показателей надежности определяется объемом статистических данных об отказах, который обеспечивается соответствующим количеством образцов, поставленных на испытания или находящихся под наблюдением, а также продолжительностью испытаний (наблюдений).

На практике распространенной является ситуация, когда на испытание может быть представлена малая выборка изделий, которая не обеспечивает достаточного объема статистических данных об отказах, позволяющего в рамках строго вероятностного подхода оценить искомые показатели надежности.

Минимальное число образцов, на основании которых возможен статистический анализ с принятием решений относительно какого-либо одного параметра, не может быть менее 4 [1]. В противном случае неизбежно имеет место систематическая ошибка (смещение) оценки, что может привести к неправильному осмысливанию результатов.

Получение более достоверных оценок показателей надежности при испытании (наблюдении) малой выборки образцов может быть обеспечено при использовании дополнительной априорной информации. В частности, использование в качестве теоретических функций распределения наработ-

ки до отказа (на отказ) вероятностно-физических моделей отказов, например, DN -распределения, рекомендованного стандартами [2,3], позволяет успешно решать поставленную задачу. В данном случае весьма важной является априорная информация об оценке коэффициента вариации распределения наработки.

Как известно, непосредственная экспериментальная оценка коэффициента вариации распределения отказов (распределения наработки до отказа) с заданной точностью требует статистических данных гораздо большего объема, чем для оценки средних показателей надежности, и поэтому, как правило, не представляется возможным получение необходимых данных. Установлено, что коэффициент вариации распределения отказов при диффузионном распределении совпадает с коэффициентом деградации (изменения определяющего параметра). Это предоставляет возможность оценки коэффициента вариации распределения отказов путем использования многочисленной информации о физических процессах деградации, обуславливающих отказы объектов. Коэффициент вариации, как обобщенная характеристика, является достаточно устойчивой характеристикой для типичных физических процессов деградации и в меньшей мере зависит от конструктивных тонкостей. Все это позволяет получать достаточно точные оценки коэффициентов вариации распределения отказов, используя информацию об аналогах. При этом аналогами являются не только идентичные объекты, но и конструктивно отличающиеся объекты, имеющие аналогичные физические процессы деградации, приводящие к возникновению отказов.

В стандартах [2,3] приведены оценки коэффициентов вариации различных физических процессов, протекающих в объектах и приводящих к отказам. Приведенные данные представляют обобщение различных источников, результатов исследований процессов деградации, экспериментальных и эксплуатационных данных об отказах. Принятие численного значения коэффициента вариации из указанного диапазона в каждом конкретном случае диктуется соображениями общего характера: увеличение отношения нагрузки к пределу выносливости (прочности) относительно среднего статистического приводит к уменьшению коэффициента вариации и наоборот, то есть чем меньше коэффициент нагружения, тем больше коэффициент вариации. Учитывая объем и число рассмотренных данных (выборки), на основании которых определены диапазоны коэффициентов вариации (десятки выборок), значение ожидаемого коэффициента вариации наработки до отказа (ресурса) практически всех изделий может быть установлено с достаточно высокой достоверностью (не менее 0,9).

Анализ отказов полупроводниковых приборов и интегральных схем показывает, что наибольшая доля отказов обусловлена явлениями устало-

сти материалов вследствие циклических температурных, токовых и механических нагружений. Процессы усталости, как установлено, имеют коэффициенты вариации порядка 0,4 – 0,8. Часть отказов обусловлена другими процессами, в частности, связанными с протеканием электрического тока, накопления зарядов, электродиффузией и другими, имеющими коэффициент вариации порядка 0,7 – 1,5. Таким образом, с учетом основных процессов деградации полупроводниковых приборов и интегральных схем оценка коэффициента вариации изделий электронной техники может находиться в интервале от 0,7 до 1,2.

В связи с высокой собственной надежностью элементов (изделий электронной техники) практически невозможно получить полную выборку отказов (выполнить план испытаний [NUN]) в нормальном режиме эксплуатации, на основании которой можно было бы определить коэффициент вариации. При отсутствии избыточности (резервирования) коэффициент вариации наработки объектов, состоящих из совокупности элементов, совпадает с коэффициентом вариации наработки до отказа этих элементов. Поэтому о коэффициенте вариации наработки элементов можно судить по значениям коэффициентов вариации наработки крупных радиоэлектронных блоков, статистика отказов которых имеется. Вышеуказанный диапазон значений коэффициента вариации изделий электронной техники не противоречит значениям коэффициентов вариации наработки радиоэлектронной аппаратуры.

Коэффициент вариации наработки до отказа и на отказ (повторные отказы) рассматриваемого объекта (системы) остается тем же самым, поскольку физический процесс деградации зависит от заданных элементов и условий эксплуатации. При этом предполагается, что отказавшие элементы заменяются на идентичные и сохраняется структура объекта (порядок избыточности). Если установлены превалирующие процессы разрушения и их доля (проценты) в формировании отказов, то ожидаемое среднее значение коэффициента вариации определяют по формуле:

$$v = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^k v_i^2 p_i^2}{\sum_{i=1}^k p_i^2}},$$

где v_i , p_i - соответственно среднее значение коэффициента вариации и долевой вклад i -го процесса разрушения (объемная усталость, контактная усталость, механический износ и др., $i = 1, 2, \dots, k$). При этом $\sum_{i=1}^k p_i = 1$.

В настоящей работе рассматриваются варианты обработки результатов испытаний малой выборки при единичных отказах.

Оценка показателей надежности при однократном цензурировании
К однократно цензурированной выборке относятся результаты испы-

таний, выполненные в соответствии с планами испытаний [NUr] и [NUT].

По результатам наблюдений формируют вариационный числовой ряд по неубыванию суммарных наработок до отказа (предельного состояния): t_1, t_2, \dots, t_r (t_1, t_2, \dots, t_d). Выше принято обозначение: r – число отказов при плане испытаний [NUr], d – число отказов при плане испытаний [NUT]. Вычисляют значения эмпирической функции распределения наработки в каждый момент t_j вариационного ряда ($j=1, 2, \dots, m$; $m=r$ или $m=d$) по формуле:

$$F_j = i/N.$$

При малом числе отказов ($r \leq 6, d \leq 6$) значения параметра формы ($\tilde{\nu}, \underline{\nu}, \bar{\nu}$) DN-распределения определяют согласно вышеприведенным рекомендациям.

Вычисляют точечную оценку параметра $\tilde{\mu}$, используя формулу:

$$\tilde{\mu} = \left\{ \sum_{j=1}^m t_j [x(F_j; \tilde{\nu})]^{-1} \right\} / m$$

где $x(F_j; \nu)$ определяют из таблиц функции DN-распределения по значениям F_j и ν , или решая уравнение

$$F_j = \Phi\left(\frac{x-1}{\nu\sqrt{x}}\right) + \exp\left(\frac{2}{\nu^2}\right)\Phi\left(-\frac{1+x}{\nu\sqrt{x}}\right)$$

где Φ – функция нормированного нормального распределения.

Доверительные границы параметра масштаба DN-распределения вычисляют по формулам:

$$\begin{aligned} \underline{\mu} &= \tilde{\mu}x(1-q; \tilde{\nu}/\sqrt{m}); \\ \bar{\mu} &= \tilde{\mu}x(q; \tilde{\nu}/\sqrt{m}), \end{aligned}$$

где q – доверительная вероятность, соответствующая двустороннему доверительному интервалу.

Вычисляют точечные оценки и доверительные границы соответствующих показателей надежности согласно известным формулам [4].

Оценка показателей надежности при многократном цензурировании

По результатам наблюдений формируют вариационный числовой ряд по неубыванию суммарных наработок до отказа и до цензурирования: ($t_1, t_2, \dots, t_r, \tau_1, \tau_2, \dots, \tau_n$), выбирают число интервалов w не менее r , если $r \leq 6$. Если $r > 6$, то выбирают число интервалов порядка 6...10. Граничными значениями интервалов могут быть как t_j , так и τ_j . Затем полный интервал наблюдений разбивают на интервалы, значения и число которых обуславливаются соображениями более адекватной оценки эмпирической функции распределения на всем участке наблюдений, и определяют значение эмпирической функции распределения в каждый момент t_j (τ_j) вариационного

ряда по формуле:

$$F_j = F_{j-1} + (1 - F_{j-1}) \frac{r_j}{\left[N - \sum_{i=1}^{j-1} (r_i + n_i) \right]},$$

где $t_{j(i)}, n_{j(i)}$ – соответственно число отказов (полных наработок) и число неполных наработок в $j(i)$ интервале ($j=1, 2, \dots, w$).

При малом числе отказов ($r \leq 6, d \leq 6$) значения параметра формы ($\tilde{\nu}, \underline{\nu}, \bar{\nu}$) DN-распределения определяют согласно вышеприведенным рекомендациям.

Вычисляют точечную оценку параметра масштаба $\tilde{\mu}$ DN-распределения по формуле:

$$\tilde{\mu} = \frac{\sum_{j=1}^w k_j t_j [x(F_j; \tilde{\nu})]^{-1}}{\sum_{j=1}^w k_j}$$

где k_j – число совпадающих наработок на j -ом интервале.

Определив оценки параметров ($\tilde{\mu}, \tilde{\nu}$) DN-распределения, можно вычислить все необходимые показатели надежности [2-4].

Список литературы: 1. Фишер Р. Статистические методы для исследователей. М.: Гостехиздат, 1958. – 396 с. 2. ГОСТ 27.005-97. Надежность в технике. Модели отказов. Основные положения. - Введ. 01.01.99. - 43 с. 3. ДСТУ 2862-94. Надежность техники. Методы расчета показателей надежности. Общие требования. - Введ. 01.01.96. – 39 с. 4. ДСТУ 3004-95. Надежность техники. Методы оценки показателей надежности по экспериментальным данным. - Введ. 01.01.96. – 122 с.

Статья поступила в редакцию 15.04.2002 г.

КОМПЬЮТЕРНОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ЭЛЕКТРОГИДРАВЛИЧЕСКИХ СИСТЕМ УПРАВЛЕНИЯ МОБИЛЬНЫХ МАШИН

Строк Е.Я., Бельчик Л.Д., Строк Д.Е.
(ИНДМАШ НАНБ, г. Минск, Беларусь)

The developed electrohydraulic system is intended to the mounted implements of mobile machines. For optimization system's dynamical parameters was

developed mathematical model for realization at computer by numerical integration differential equation.

Применение современных средств и технологий проектирования, основанных на использовании методов математического моделирования и вычислительной техники обусловлено необходимостью повышения технического уровня и надежности создаваемых образцов мобильных машин.

Электрогидравлические системы управления, получившие широкое распространение в машиностроении, представляют собой сложные технические системы. Задачи синтеза этих систем заключаются в таком выборе структурной схемы, параметров, характеристик и способа их технической реализации, при котором требуемые динамические свойства обеспечиваются наиболее простыми и надежными техническими средствами.

Математическое описание работы электрогидравлической системы управления навесными устройствами предполагает: представление системы в виде суммы конструктивных элементов, а также выбор параметров установившегося режима, действующих возмущений и неизвестных переменных, подлежащих определению; составление дифференциальных уравнений, описывающих несвободное движение элементов определенной массы под действием внешних факторов (давление рабочей жидкости, управляющее воздействие электромагнитов), алгебраических уравнений движения потоков рабочей жидкости, а также нарастания токов с учетом индукции в обмотках электромагнитов и запаздывания в измерительном контуре; составление уравнений связи между неизвестными величинами (уравнения сохранения энергии, неразрывности потока и др.); выбор начальных условий, определяющих положение или состояние системы непосредственно перед началом возмущения; линеаризация дифференциальных и алгебраических уравнений с целью их совместного численного решения; анализ влияния различных параметров на динамические свойства системы (влияние массы, различных упругостей, коэффициентов усиления, демпфирования и других факторов на показатели качества переходных процессов); определение динамических параметров электрогидравлической системы по выбранному критерию.

Математическая модель должна отображать физические свойства объекта, существенные для решения конкретных задач синтеза. При этом она должна быть как можно проще, но в то же время обеспечивать адекватное описание исследуемого процесса. Это связано с тем, что сложные модели требуют больших затрат времени для проведения вычислительных экспериментов. Системы уравнений таких моделей обычно отличаются плохой обусловленностью, что создает проблемы обеспечения устойчивости вычислительного процесса, достижения необходимой точности при приемлемых затратах времени [1].

Компьютерное моделирование позволяет проводить исследования динамических процессов с возможностью оперативного ввода исходных данных, а также наглядного отображения полученных результатов в виде вектора состояния параметров и соответствующих графиков.

В качестве примера рассмотрим релейную электрогидравлическую систему стабилизации давления рабочей жидкости в гидронавесной системе трактора при копировании рельефа почвы опорным колесом. Система содержит насос постоянной производительности, электрогидравлический регулятор, гидроаккумулятор и датчик давления, гидравлически связанные с силовым гидроцилиндром навесного устройства, а также микропроцессорный контроллер.

Основными динамическими характеристиками системы управления являются быстродействие, перерегулирование, чувствительность, точность, динамическая устойчивость и др., которые определяются по переходным процессам при типовых возмущениях.

С целью обеспечения плавности срабатывания алгоритм управления системой предусматривает одновременное использование максимальных по абсолютной величине управляющих воздействий, имеющих противоположные знаки. В начале переходного процесса управляющее воздействие устраняет рассогласование, а в конце реализуется управляющее воздействие противоположного знака для уменьшения перерегулирования. Соответствующая точка переключения определяется микропроцессором с учетом форсированного сигнала обратной связи. Упомянутая система является существенно нелинейной, поэтому исследование динамических свойств традиционными методами теории автоматического управления весьма затруднительно. В связи с этим обработку времени включения электромагнитов регулятора, осуществляющих противоположные коррекции, целесообразно проводить методом компьютерного моделирования.

Для реализации математической модели указанной электрогидравлической системы управления на компьютере использована среда программирования C++. Разработанное программное обеспечение позволяет моделировать переходные процессы в исследуемых объектах и выбирать параметры системы управления по заданному критерию оптимизации. Интерфейс программы расчета приведен на рисунке.

При решении вариационной задачи оптимизации необходима стратегия, позволяющая минимизировать объем вычислений [2], поэтому для упрощения процедуры выбора параметров электрогидравлической системы управления (весового коэффициента форсирующего сигнала в цепи обратной связи и конструктивных параметров гидросистемы) разработан метод компьютерного моделирования с использованием многофакторного анализа. Метод предполагает реализации детерминистической математической

модели на компьютере согласно выбранному плану с целью определения откликов объекта с последующим вычислением коэффициентов алгебраического полинома и проверкой гипотезы об адекватности статистической факторной модели.

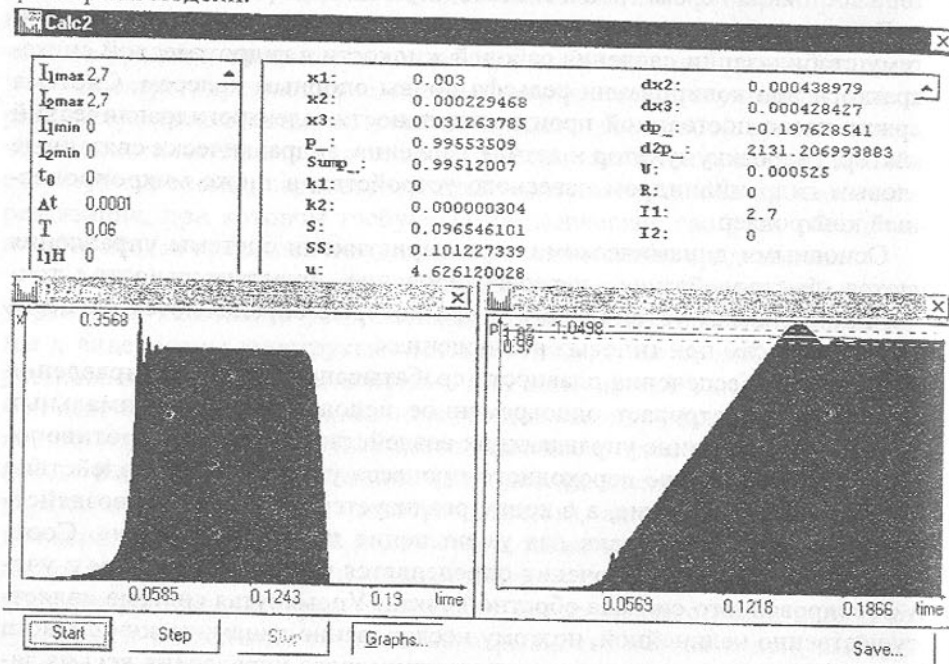


Рис. Интерфейс программы расчета параметров системы управления

В качестве выходного параметра моделируемого процесса наблюдалось изменение давления в рабочей полости гидроцилиндра вследствие типового возмущающего воздействия. Указанный выходной параметр фиксировался в виде вектора состояния и графика переходного процесса с шагом интегрирования $\Delta t = 0,0001$ с. Коридор стабилизации переходного процесса был принят равным $\pm 2,5\%$.

Локальная область проведения эксперимента устанавливалась на основании априорной информации с учетом конструктивных ограничений путем определения основного уровня и интервалов варьирования, значения которых приведены в таблице.

Условия эксперимента представлялись в виде матрицы планирования, где строки соответствовали различным опытам, а столбцы – значениям параметров.

Так как детерминированная математическая модель, в отличие от экспериментально-статистической, характеризуется взаимно однозначным

соответствием между внешним воздействием на моделируемую систему и ее реакцией на это воздействие, в каждой точке спектра плана проводился только один опыт.

Таблица – Уровни параметров и интервалы варьирования

| Факторы | Уровни факторов | | | Интервал |
|--|-----------------------|-----------------------|-----------------------|-----------------------|
| | - 1 | 0 | + 1 | |
| X_1 – весовой коэффициент форсирующего сигнала | 0,004 | 0,008 | 0,012 | 0,004 |
| X_2 – гидравлическая емкость аккумулятора, $\text{кг}\cdot\text{с}^2/\text{м}^2$ | $0,138 \cdot 10^{-4}$ | $0,197 \cdot 10^{-4}$ | $0,257 \cdot 10^{-4}$ | $0,06 \cdot 10^{-4}$ |
| X_3 – максимальное тяговое усилие электромагнита, Н | 52,5 | 70,0 | 87,5 | 17,5 |
| X_4 – производительность насоса, $\text{м}^3/\text{с}$ | $0,525 \cdot 10^{-3}$ | $0,75 \cdot 10^{-3}$ | $0,975 \cdot 10^{-3}$ | $0,225 \cdot 10^{-3}$ |

В качестве критерия оптимизации принят интеграл, который вычислялся как площадь, ограниченная осью ординат, графиком переходного процесса и прямой, характеризующей заданное значение выходного параметра. Использование интегрального критерия в данном случае позволяет обобщенно оценить быстродействие системы и отклонение ее выходного параметра от установившегося значения. Для решения задачи выбора рациональных параметров системы значение критерия оптимизации должно быть минимальным.

По результатам эксперимента были определены коэффициенты регрессии, являющиеся частными производными функции отклика по соответствующим переменным. Регрессионный анализ при экспериментах на детерминированной и вероятностной моделях имеет содержательные отличия на этапах статистического анализа результатов эксперимента и оценки адекватности экспериментальной факторной модели. Для аппроксимации поверхности отклика использовалась линейная модель без учета взаимодействия факторов.

Уравнение регрессии, описывающее влияние параметров электрогидравлической системы на изменение критерия оптимизации, имеет вид:

$$Y = 0,1065 - 0,0343X_1 - 0,0218X_2 - 0,0209X_3 + 0,0530X_4. \quad (1)$$

Анализ полученного уравнения регрессии показывает, что в локальной области исследуемых параметров наибольшее влияние на исследуемые показатели качества переходного процесса оказывает производительность насоса. С помощью зависимости (1) можно прогнозировать величину параметра оптимизации модели при любом сочетании факторов.

Задача выбора оптимальных параметров системы управления реша-

ется методом наискорейшего спуска по поверхности отклика в направлении градиента. Серия опытов наискорейшего спуска состоит в определении составляющих градиента, умножении указанных составляющих на интервал варьирования и последовательном прибавлении величин, пропорциональным этим произведениям, к основному уровню [2].

Изложенный подход к разработке электрогидравлических систем управления мобильных машин позволяет на этапе абстрактного синтеза и экспериментальной доводки определять оптимальные значения параметров ее компонентов, что значительно сокращает сроки и стоимость создания образцов новой техники с высокими показателями эффективности и качества.

Список литературы: 1. Тарасик В.П. Математическое моделирование технических систем. – Мн.: ДизайнПРО, 1997. – 640с. 2. Адлер Ю.П., Маркова Е.В., Грановский Ю.В. Планирование эксперимента при поиске оптимальных условий. – М.: Наука, 1976. – 279с.

Статья поступила в редакцию 29.05.2002 г.

ТРИБОТЕХНИЧЕСКИЕ ПОКРЫТИЯ НА ОСНОВЕ МОЧЕВИНОФОРМАЛЬДЕГИДНЫХ СМОЛ ДЛЯ КАРДАНЫХ ПЕРЕДАЧ.

**Струк В.А., Кравченко В.И., Костюкович Г.А.,
Овчинников Е.В., Федоров Д.И.**

(ГрГУ, ОАО «Белкард», лаборатория «Уникард», г.Гродно, Беларусь)

Are explored structure and tribotechnical property of antifriction mattings for torque tube drives. The mattings formed of aqueous solutions urea-formaldehyde of tars. For a heightening tribotechnical, adhesiveness characteristics of mattings carried out a phosphate treatment of a metal substrate. The magnification of an operation resource of torque tube drives is fixed at applying designed mattings.

Анализ литературных источников и исследования свидетельствуют об эффективности применения фосфатных покрытий в качестве основы противоизносных покрытий для поверхностей трения динамических шлицевых соединений. Фосфатирование поверхности шлицевого соединения не только увеличивает ее устойчивость к задиру благодаря наличию разделительного слоя с высоким сопротивлением контактным нагрузкам и адсорбционной способностью к поглощению жидких смазочных сред [1], но и снижает исходные требования к качеству поверхности контактирующих

деталей. Это обусловлено уменьшением микрошероховатостей поверхностного слоя фосфатируемых деталей в следствие химического взаимодействия компонентов фосфатирующего состава и стали, используемой для изготовления детали [2]. Однако, как уже отмечалось, фосфатная пленка в немодифицированном виде хрупка, быстро разрушается под действием динамических нагрузок, а образующиеся фрагменты ее разрушения, имеющие высокую прочность и твердость, могут способствовать коррозионно-механическому повреждению трущихся деталей. Для снижения этого неблагоприятного явления фосфатные слои пропитывают смазочными маслами, растворами солей поливалентных металлов, полимеров, водными или масляными суспензиями сухих смазок (графита, дисульфида молибдена) [2]. Данный подход достаточно эффективен, однако, учитывая возросшие требования к эксплуатационному ресурсу карданных передач (до 1000000 км пробега), необходимо дальнейшее совершенствование композиционных покрытий на основе фосфатов металлов и функциональных компонентов. Анализ литературных источников свидетельствует об эффективности подхода к созданию твердосмазочных покрытий, основанного на создании условий для закономерного переноса компонентов [3]. Подобный подход реализован в узлах трения станков с реверсивным характером движения, шлифовального оборудования и др. машин и механизмов. Важной особенностью твердосмазочных покрытий, применяемых в машиностроении, является дискретный характер поверхности трения, сочетающий локальные участки, воспринимающие контактные нагрузки и участки, являющиеся «резервуарами» смазочного материала [4]. Исходя из этих предпосылок, исследованы технологические аспекты формирования твердосмазочных покрытий для узлов трения карданной передачи. В качестве базового компонента в покрытии было выбрано фосфатное, формируемое из традиционных ванн [2]. Структура подобного покрытия, сформированного их активного состава «Мажеф», приведена на рисунке 3.4. Для формирования слоя с твердыми смазками использовали спирто- и водорастворимые олигомеры фенолформальдегидных и мочевиноформальдегидных смол, которые эффективны при получении антифрикционных материалов как в виде блоков, так и в виде покрытий [3-6]. Выбор данных связующих обусловлен сравнительной доступностью их для применения, простотой синтеза и наличием отечественных производств по их изготовлению. Практика показала, что наиболее перспективными являются водные растворы олигомеров сшивающихся смол, имеющих высокую стойкость к горению и простую технологию применения. При этом с экологической точки зрения наиболее перспективны олигомеры, не содержащие в составе фенола и его производных, оказывающих неблагоприятное воздействие на организм человека [8]. Для исследований использовали водорас-

творимый олигомер мочевиноформальдегидной смолы марки МФС с содержанием сухого остатка 25-30 мас. %. Отдельные эксперименты проводили с использованием фенолоспирта марки СФЖ-30275 (А) и фенолформальдегидной смолы марки ЛБС-1, модифицированной 10 мас. % КОН. В качестве сухой смазки использовали коллоидный графит марки С-1, который вводили в состав связующего в количестве 10-50 мас. %. Для обеспечения заданной скорости формирования фосфатного подслоя твердосмазочного покрытия в состав дополнительно вводили ускоритель. Оптимизацию состава покрытия проводили с помощью метода многофакторного планирования эксперимента. Исследование адгезионных и триботехнических характеристик композиционного покрытия показали, что они определяются главным образом содержанием сухой смазки (графита или дисульфида молибдена) и олигомера сшивающейся смолы (МФС) (рис. 1).

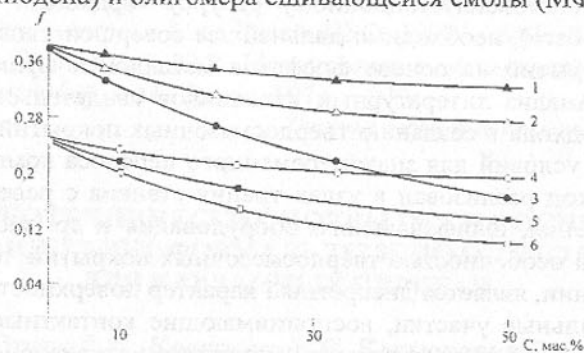


Рис. 1. Зависимость коэффициента трения от содержания сухой смазки для покрытий на основе ФФС (1,2,3) и МФС (4,5,6) при скорости скольжения 1 м/с и удельной нагрузке 1 МПа (3,6), 2 МПа (2,4) и 4 МПа (1,6). Контртело — сталь 60 ПП

По результатам исследований получены тройные диаграммы, позволяющие осуществлять выбор содержания компонентов в зависимости от эксплуатационных требований (рис. 2, 3).

Анализ поверхностей фрикционного взаимодействия свидетельствует о закреплении твердосмазочного покрытия в микронеровностях, переносе отдельных фрагментов твердосмазочного покрытия на сопряженное контртело. Для увеличения интенсивности переноса твердых смазок на поверхности трения и формирования устойчивого разделительного слоя в контактной зоне использовали два подхода. В первом случае на поверхностный слой твердосмазочного покрытия наносили тонкую пленку фторсодержащего олигомера марки «Фолеокс» (Ф-1). Толщина пленки олигомера

составляла 1-3 мкм.

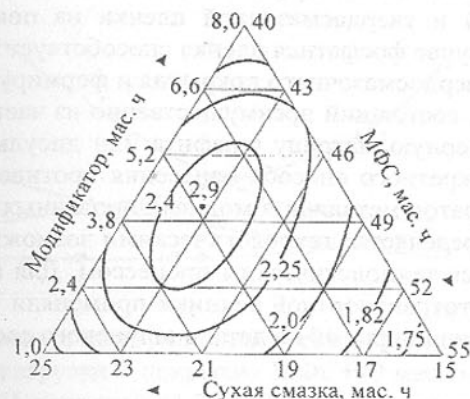


Рис. 2. Зависимость адгезионной прочности покрытия (а) в склейках со сталью 08 кп в зависимости от содержания компонентов.

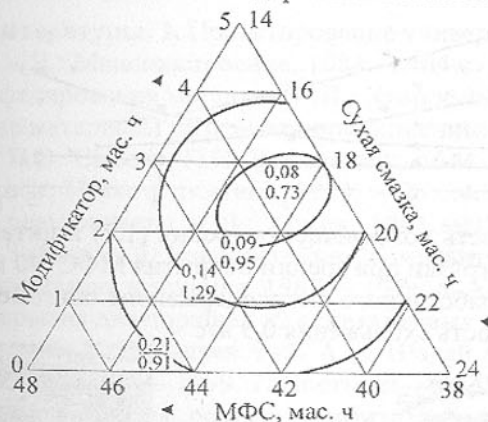


Рис. 3. Зависимость коэффициента трения (числитель) и интенсивности изнашивания (знаменатель, 10^{-10}) при трении покрытия по стали 60 ПП в зависимости от содержания компонентов. Скорость скольжения 1,0 м/с. Удельная нагрузка 1,0 МПа

Во втором случае твердосмазочное покрытие на основе водорастворимого олигомера МФС и фосфатное покрытие наносили на поверхность трения контактирующих деталей раздельно. Фрикционные исследования свидетельствуют об эффективности обоих подходов (рис. 4, 5, 6). Пленка олигомера Ф-1 в результате переноса на сопряженное контртело способствует закреплению и частиц износа твердосмазочного покрытия (рис.5) в результате этого износостойкость пары трения существенно воз-

растает (рис. 4). Аналогичный эффект наблюдается и при отдельном нанесении фосфатной и твердосмазочной пленки на поверхности трения контртел. В этом случае фосфатная пленка способствует закреплению частиц изнашивания твердосмазочного покрытия и формирует износостойкий слой в паре трения, состоящий преимущественно из частиц сухой смазки, введенной в полимерную матрицу (графита или дисульфида молибдена) (рис.6). Выбор конкретного способа нанесения противоизносных покрытий на основе фосфатов металлов и модифицированных олигомеров сшивающихся смол определяется технологическими возможностями предприятия и сложившимся технологическим процессом. Для изготовления карданных передач автотранспортной техники применяли преимущественно раздельное нанесение покрытий на детали шлицевого соединения.

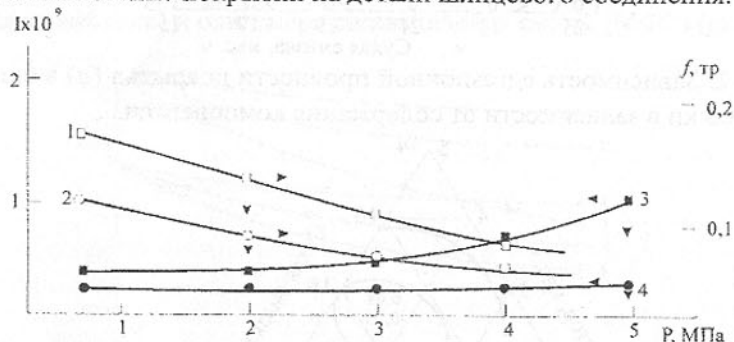


Рис. 4. Зависимость коэффициента трения (1,2) и интенсивности изнашивания (3,4) от нагрузки при трении покрытия МФС+40 мас.% графита исходного (1,3) и обработанного фторсодержащим олигомером Ф-1 (2,4) по стали 60 ПП. Скорость скольжения 0,5 м/с

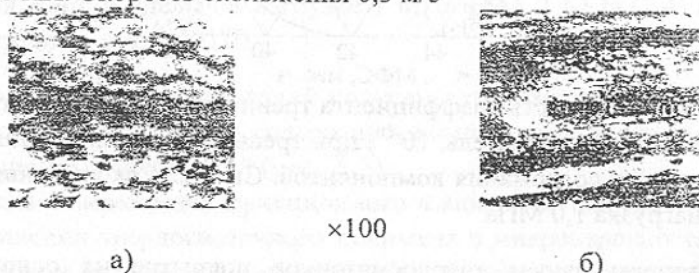


Рис. 5. характерный вид пленки переноса при трении покрытия МФС+40 мас.% графита по стали 60 ПП исходного (а) и обработанного фторсодержащим олигомером Ф-1 (б). Скорость скольжения 0,5 м/с

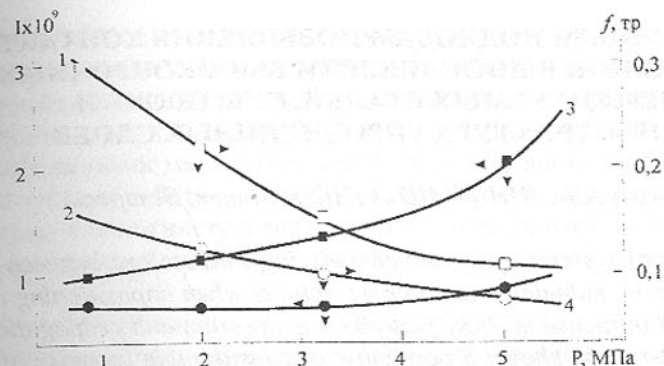


Рис. 6. Зависимость коэффициента трения (1,2) и интенсивности изнашивания (3,4) от нагрузки P покрытия МФС+40 мас.% графита при трении по стали 60 ПП исходной (1,3) и фосфатированной (2,4). Скорость скольжения 0,5 м/с

Список литературы: 1. Проектирование универсальных шарниров и ведущих валов. - Л.: Машиностроение, 1984. - 464 с. 2. Хаин И.И. Теория и практика фосфатирования металлов. - Л.: Химия, 1973. - 240с. 3. Новые композиционные материалы на основе промышленных отходов синтетических волокон / П.В. Сысоев, П.Н. Богданович, М.М. Блинец, Н.М. Климашевич. - Минск: Наука и техника, 1984. - 96с. 4. Крыжановский В.К. Износостойкие реактопласты. - Л.: Химия, 1984. - 120с. 5. Сысоев П.В., Блинец М.М., Зайцев А.Л. Износостойкие композиты на основе реактопластов. - Минск: Наука и техника, 1987. - 197с. 6. Адгезионные и триботехнические покрытия для поршней из алюминиевых сплавов / В.А. Струк, В.Н. Дробышевский, Ю.Ч. Закревский, А.Н. Шалай // Трение и износ. - 1989. - Т.10, №6. - С.1097 - 1099. 7. Костылев И.В., Шалай А.Н., Дробышевский В.Н. Оптимизация состава графитизирующего покрытия для поршней ДВС. - Двигателестроение, 1990. - №7. - С.1033 - 1036. 8. Николаев А.Ф. Синтетические полимеры и пластические массы на их основе. - М.-Л.: Химия, 1966. - 768с.

Статья поступила в редакцию 27.05.2002 г.

К СОВРЕМЕННЫМ ПОДХОДАМ ПОВЫШЕНИЯ КОНТАКТНОЙ И ИЗГИБНОЙ ВЫНОСЛИВОСТИ ВЫСОКОПРОЧНЫХ ЦЕМЕНТУЕМЫХ СТАЛЕЙ, СУБМИКРО- И НАНОСТРУКТУРА УПРОЧНЕННЫХ СЛОЕВ

Сусин А.А. (ИНДМАШ НАНБ, г. Минск, Беларусь)

On the grounds of systems approach considering interactions between the elements of the micro-, submicro- and nanostructures when imposition of external stresses and influence of these factors on generation and propagation of fatigue cracks, there was shown a possibility of considerable increase of contact and bending endurance of chemicothermally hardened steels

Современные технологии изготовления и химико-термической обработки высоконапряженных деталей позволяют получить структуру упрочненных слоев, обеспечивающую усталостные характеристики близкие к предельным [1-5]. Однако возрастающие технические требования к вновь создаваемой технике и ее надежности, а также ужесточающиеся условия эксплуатации, выдвигают задачи разработки новых подходов, которые позволят обеспечить усталостную выносливость и сопротивление хрупкому разрушению высокопрочных конструкционных сталей выше предельных, достигаемых при современном уровне развития производства.

Анализ разработок исследователей и ведущих фирм индустриальных стран показал целесообразность использования системного подхода: с одной стороны, учитывающего взаимодействие элементов микро- и субмикроструктуры при наложении внешних нагрузок и сопротивление их разрушению, а с другой — влияние размерных эффектов фазовых составляющих на свойства и особенности технологии получения нанокристаллических структур. Так, для цементуемых конструкционных сталей за счет разработки оптимального химического состава стали, технологии передела и изготовления деталей, химико-термической обработки, а также дисперсионного твердения при низко- и высокотемпературном старении можно обеспечить изменение структуры межзеренных границ за счет возникновения эффектов горофильности с последующим образованием нанофаз (частиц карбидов, нитридов, интерметаллидов размером 10-40 нм). Например, количество Mo в конструкционных легированных сталях обычно не превышает 0,5%. Для эффективного влияния наноструктурных характеристик на прочностные свойства, содержание Mo должно составлять 1,5-2,5% при оптимальном легировании ванадием и азотом, что позволит в цементованных (нитроцементованных) слоях с ~1%С и 0,4%N получить высокодисперсные карбиды в межзеренных объемах.

Обеспечение мелкозернистой структуры с величиной зерна 10-13

баллов (9900-3200 нм) может быть достигнуто легированием стали элементами, обеспечивающими мелкозернистость при оптимальных режимах горячей пластической деформации, предварительной термической обработки и финишной ХТО. Следует отметить роль операций технологического передела таких как горячее пластическое деформирование и предварительная термообработка, которые не только существенно влияют на величину зерна и волокнистую текстуру, но и определяют в большой степени прочностные свойства, сопротивление усталости и хрупкому разрушению.

Получение оптимальной субмикроструктуры пластинчатого мартенсита и субструктурных областей остаточного аустенита с выделениями карбидных и карбидонитридных наночастиц также обеспечивается за счет оптимального легирования упрочненного слоя углеродом (азотом) при цементации (нитроцементации), регламентированных условий охлаждения при закалке и режимами старения.

Системный подход позволяет целенаправленно обеспечить упрочнение за счет образования наночастиц и других субмикроструктурных параметров межзеренных объемов и внутризеренной структуры, что обеспечит высокое сопротивление зарождению и развитию усталостных трещин, превышающее уровень, достигнутый в настоящее время.

Продуктивность такого подхода объясняется с одной стороны благодаря использованию размерных эффектов наноструктурных частиц [2,5], а с другой — результатов исследований влияния микро- и субмикроструктуры на усталостные характеристики с учетом взаимодействия элементов микро- и субмикроструктуры при наложении внешних напряжений и влияние этих факторов на зарождение и развитие усталостных трещин [1-8].

Известно влияние размера кристаллитов (зерен), субструктурных и наноструктурных составляющих на свойства сплавов: температуру плавления, коэрцитивную силу, прочность, твердость, скорость ползучести [5].

Зависимость прочностных и структурочувствительных свойств от элементов наноструктуры достаточно точно описывается детерминированными зависимостям обратно пропорциональными величине (L), определяющей в той или иной степени размер нанофрагмента. Так, например: температура плавления и коэрцитивная сила зависят обратно пропорционально от размера кристаллита или фазовой составляющей, прочность и твердость обратно пропорциональны L^2 , а скорость ползучести — L^3 [5]. Вместе с тем в литературе мало освещены вопросы влияния наноструктуры на характеристики сопротивления усталости упрочненных слоев цементованных сталей.

В настоящем сообщении предложены возможные пути повышения

контактной выносливости цементованных сталей, которая является одной из характеристик, регламентирующей долговечность высоконапряженных деталей. По данным наших исследований сопротивление контактной усталости высокопрочных конструкционных материалов не может быть выражена простой функциональной зависимостью от какого-либо наноструктурного элемента. Последнее обусловлено как особенностями зарождения трещин в элементах субмикроструктуры, которые преимущественно происходят на границах структурных составляющих различного типа (границах зерен, мартенситных игл, мартенситно-аустенитных областей, двойниковых и дислокационных скоплениях), так и сопротивлением движению усталостной трещины элементами субмикро- и наноструктуры [1-4].

Установлено, что повышение сопротивления контактной усталости высокопрочных низкоотпущенных конструкционных материалов можно добиться измельчением микроструктуры, уменьшением размера кристаллитов, зерен, величины игл первичного и вторичного мартенсита, включений остаточного остаточного аустенита, а также выделением высокодисперсных упрочняющих частиц размером 10-20 нм, дислокационных и двойниковых элементов этого же порядка. Интересно отметить, что это положение наблюдалось для цементуемых конструкционных сталей с различной степенью легирования Ni (1-5%), Cr (2-5%), Mo (0,15-2,5%) [2-10].

Исследования субмикроструктуры высокопрочных хромоникелевых и хромоникельмолибденовых сталей типа 20X2H4A, 20XH3A, 20XH2M, 12X2H4A, ВКС4, ВКС10, 20X2H4M2ФСЮ (аналоги 3312SAE, 3310, 8620, 9210) после химико-термического упрочнения со скоростями охлаждения выше критических, позволили определить влияние структурного состояния на характеристики сопротивления контактной усталости. На рис. 1 приведена диаграмма контактной выносливости в зависимости от твердости упрочненных сталей, впервые построенная Х.Винтером и Т. Вейсом [7] и дополненная исследованиями автора [1].

Точки перегиба на этой диаграмме могут быть объяснены с учетом данных исследований размера и строения элементов микро, субмикро- и наноструктуры. При твердости 650 HV (1-1* на рис. 1) цементованного слоя наблюдается значительное количество реечного мартенсита с ориентировками $(111)_\gamma \parallel (011)_\alpha$ и $(110)_\gamma \parallel (111)_\alpha$. Ширина реек мартенсита составляет 0,2...0,3 мкм (рис.2). Между мартенситными рейками имеются тонкие прослойки аустенита. Участки остаточного аустенита имеют вытянутую форму с высокодисперсными выделениями на фрагментах границ.

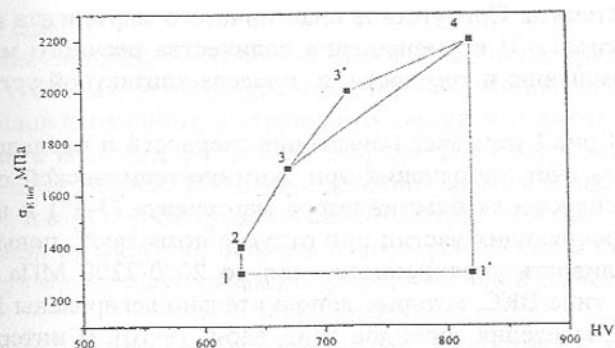


Рис. 1. Зависимость сопротивления усталости при контактном нагружении от твердости упрочненных поверхностных слоев для различных материалов и способов упрочнения

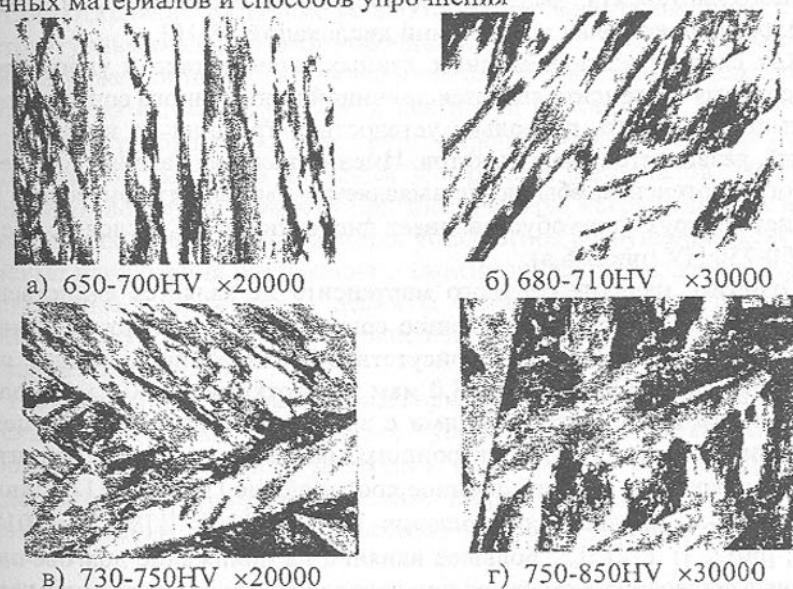


Рис. 2. Морфологические особенности кристаллов мартенсита цементованных слоев: а- реечный мартенсит; б, в- смешанный мартенсит; г- пластинчатый мартенсит

При увеличении количества первичных карбидов (размером 3-0,3 мкм) повышение твердости, обусловленное этой фазой, не оказывает влияния на сопротивление контактной усталости. Возле карбидных выделений имеются дислокационные скопления.

На участке 1-2 повышение предела контактной выносливости происходит за счет повышения дисперсности структуры реечного мартенсита и

остаточного аустенита. Присутствие пластинчатого мартенсита в структуре (точки перегиба 2-3) и уменьшение количества реечного мартенсита приводит к повышению и твердости, и предела контактной усталости до 1700 МПа.

Линия 3-4 рис.1 отражает повышение твердости и предела контактной усталости за счет упрочнения при химико-термической обработке. Увеличение дисперсности пластинчатого мартенсита (3-3*) и выделение дисперсных упрочняющих частиц при отпуске позволяют повысить контактную выносливость упрочненного слоя до 2000-2200 МПа. Это возможно в сталях типа ВКС, которые дополнительно легированы Mo, W, V, Si, Al, за счет выделения карбидов W_2C , Mo_2C [8-10]. В интервале 3*-4 происходит частичный распад остаточного аустенита, связанный с температурным интервалом выше $350^{\circ}C$, образование новых дисперсных игл вторичного мартенсита, выделение дисперсных (~5 нм) карбидов типа MC (M_2C) и расположение их вдоль линий дислокаций [8-10].

Как следует из приведенных данных, присутствие в упрочненном слое реечного мартенсита является причиной пониженного сопротивления контактной усталости, поскольку усталостная трещина не встречая препятствий, развивается вдоль пакетов. Именно наличие разного количества пакетного мартенсита, обычно не выявляемого металлографически в мелкозернистой структуре, обуславливает дисперсию σ_{Hlim} в слоях с твердостью 650-750 HV (рис.2 б,в).

Отметим, наличие реечного мартенсита не является единственной причиной снижения σ_{Hlim} . К падению сопротивления усталости цементованных слоев приводит также присутствие в них бейнита. Бейнит представлен довольно широкими 1,0-3,0 мкм и короткими (0,4-0,7 мкм) параллельными пластинами, граничащими с вытянутыми выделениями цементитного типа. Расчет микрелектроннограмм показал, что для бейнитных областей характерно ориентационное соотношение $[113]_{\alpha} \parallel [111]_{\beta}$, являющиеся частным случаем соотношения Питча: $[100]_{\beta} \parallel [31 \bar{1}]_{\alpha}$; $[010]_{\beta} \parallel [131]_{\alpha}$; $[001]_{\beta} \parallel [215]_{\alpha}$. Большое влияние на понижение долговечности бейнитные выделения оказывают при расположении их по границам зерен.

По нашим данным продукты немартенситного превращения значительно влияют на величину и знак остаточных напряжений, а, следовательно, и на предел выносливости, в том случае, если они вызывают заметные снижения величины твердости (микротвердости) цементованного слоя. Долговечность зубчатых колес при содержании 20% карбидов в цементованных слоях в 3,5 раза меньше, чем зубчатых колес с высококачественной структурой цементованных слоев, состоящей из игольчатого (пластинчатого) мартенсита и 35-45% остаточного аустенита с твердостью 750-770HV на расстоянии от поверхности, где наблюдаются максимальные

напряжения сдвига.

Высокие пределы контактной выносливости материала высоконапряженных зубчатых колес обеспечиваются увеличением дисперсности зерен, кристаллов первичного и вторичного мартенсита, включений остаточного аустенита и частиц фаз выделений, которые обеспечивают высокую твердостью слоя 800-850 HV в зоне действия максимальных касательных напряжений, и структурой практически не содержащей выделений мартенсита с реечной структурой, бейнита и дисперсных карбидов. Контактная выносливость может быть выражена функциональной зависимостью:

$$\sigma_F = 1/f(L_z, L_m, L_a, L_v),$$

где L_z, L_m, L_a, L_v – размер соответственно зерна, кристаллов мартенсита, аустенита и высокодисперсных частиц (карбидов, карбонитридов, интерметаллитов).

Спротивление изгибной усталости также во многом определяется наноструктурными элементами упрочненного слоя. При изгибном циклическом нагружении наблюдается наличие полей дисперсии характеристик сопротивлению изгибной усталости как и при контактной. Можно отметить большой разброс σ_{Flim} всех групп упрочненных сталей при относительно большом различии значений для разных материалов. Последнее обусловлено, вероятно, тем, что при циклическом нагружении изгибом в поверхностных слоях, где начинается усталостное разрушение, действуют одноосные напряжения растяжения и сжатия и большое влияние оказывают остаточные напряжения и дефекты в тонких поверхностных слоях-фильмах (продукты внутреннего окисления, обезуглероживания, карбидные включения и т.п.) [2].

Результаты исследований подтверждают, что при совершенствовании технологии химико-термического упрочнения цементованных сталей и использование системного подхода к формированию структуры могут быть достигнуты такие пределы усталости при контактном и изгибном нагружении, которые обеспечат высокую несущую способность зубчатых колес.

Является также очевидным, что использование системного подхода непосредственно связано с обеспечением надежности и качества изделий, что требует как разработки новых материалов так и получение оптимальных показателей качества в процессе их обработки. Особо следует выделить проблему высокопрочных конструкционных материалов с высокими усталостной выносливостью и сопротивлением хрупкому разрушению, создание которых возможно при изучении комплексного влияния химического состава, температурно-временных режимов ХТО и ТО на строение микро-, субмикро- и наноструктуры, взаимное влияние которых определяет способность изделий выдерживать высокие внешние нагрузки при раз-

рушении.

Список литературы: 1. Сусин А.А. Структура и субмикроструктура, сопротивление контактной усталости химико-термически упрочненных сталей. // Доклады НАН Беларуси. Том 46. №1.2002, - С 120-123. 2. Сусин А. А., Руденко С.П. Изгибная усталость, структура и субмикроструктура конструкционных химико-термически упрочненных сталей. // Доклады НАН Беларуси. Том 46. № 2.2002, - С 111-114. 3. Розенберг С.Э., Сусин А.А. Дефекты упрочненных слоев. Мн.Беларуская навука, 1997.-С.224.4. Сусин А.А. Химико-термическое упрочнение высоконапряженных деталей. Мн.Беларуская навука. 1999. С. 175. 5. Р.А. Андриевский, А.М.Глезер. Размерные эффекты в нанокристаллических материалах. // Структура и свойства нанокристаллических материалов. Сборник научных трудов. Екатеринбург. 1999.с.7. 6. Сусин А.А., Руденко С.П., Андрияшин В.А. Методы расчета на глубинную контактную выносливость цементованных зубчатых колес Сб. Теория реальных передач зацеплением. Курган.1997. 7. Некоторые факторы, влияющие на усталостное выкрашивание, микровыкрашивание и низкотемпературный износ поверхностно-упрочненных зубчатых колес.// Винтер Х., Вейс Т./ Конструирование и технология машиностроения. Труды американского общества инженеров-механиков.-1981.- т.103. №2. 8. N.Anderson, E. Zaretsky. NASA TN D-8031. August 1975. 9. М.Р. Немировский, Л.Р. Дудецкая. Исследование процессов старения в сталях типа 20Х2Н4М2ФСЮ.// ФММ, №1, 1992. 10. А.Н. Уткина, Ю.Ю. Черкис. Авиационные зубчатые передачи и редукторы.// Под ред. Э.Б. Вулгакова. Москва "Машиностроение". 1981. С. 374.

Статья поступила в редакцию 29.05.2002 г.

НЕТРАДИЦИОННЫЕ МАТЕРИАЛЫ И ТЕХНОЛОГИЯ ИЗГОТОВЛЕНИЯ ПОДШИПНИКОВ СКОЛЬЖЕНИЯ ДЛЯ ТЯЖЕЛОНАГРУЖЕННЫХ УЗЛОВ ТРАНСМИССИЙ АВТОТРАКТОРНОЙ ТЕХНИКИ

**Сусин А.А., Комаров А.И., Щербаков Р.Ю.,
Федоренко Е.И., Соколовский Е.И.
(ИНДМАШ НАНБ, Минск, Беларусь)**

Investigations showed the perspectives of using of slide bearings instead of needle-bearings for the increase of the durability of heavily loaded transmissions. There were designed nontraditional materials and technologies of manufacturing of bearing details.

Долговечность, экономичность, надежность, а во многих случаях и габариты машин существенно зависят от типа и конструкции подшипниковых узлов.

Одним из узлов, лимитирующих надежность тракторов нового поколения, является планетарная ступень конечной передачи ведущих мостов, слабым местом которой являются детали игольчатых подшипников (оси сателлитов и внутренние поверхности зубчатых колес, служащих обоймами подшипников). Помимо низкой долговечности подшипники качения являются источниками повышенного шума передачи. Наряду с этим, использование подшипников качения при повышенных мощностях тракторов вызывает необходимость увеличения их размеров, а следовательно, и с увеличения размеров узлов. Это приводит к усложнению конструкции, а в ряде случаев вообще конструктивно невозможно и экономически невыгодно.

Анализ показывает, что одним из путей повышения работоспособности конечной передачи является разработка конструкции планетарной передачи с подшипниками скольжения.

При этом важное значение имеет выбор материала вкладыша подшипника и смазочных материалов.

В ИНДМАШ НАНБ проведены исследования по выбору материалов, разработке технологии формирования диффузионно упрочненных слоев и оксидокерамических покрытий со стабильным коэффициентом трения для деталей подшипников скольжения тяжело нагруженных узлов энергонасыщенных тракторов МТЗ.

В конечной передаче подшипники скольжения работают в условиях граничного трения. Для таких условий работы кроме высоких прочностных характеристик к материалам вкладышей подшипников предъявляются следующие требования:

- высокие антифрикционные свойства;
- высокая теплостойкость;
- хорошая прирабатываемость.

В настоящее время традиционно для изготовления вкладышей подшипников скольжения в зависимости от режима трения используются следующие материалы: чугун, бронза, латунь, алюминиевые сплавы, баббит, металлокерамические материалы, графит, синтетические пластические материалы[1].

Из этих материалов баббит удовлетворяет перечисленным требованиям за исключением прочности. С целью повышения механической прочности применяют конструкцию: втулка из антифрикционного чугуна с твердостью HV 180-260 и сопряженный вал из закаленной стали с HV 500-700, HRC 50-62. Однако эта пара не обладает стабильностью антифрикци-

онных свойств и теплостойкостью. При использовании бронзы с высокими антифрикционными свойствами и достаточной прочностью не обеспечивается достаточная теплостойкость. Использование латуни целесообразно для подшипников при малой скорости скольжения, так как по антифрикционным качествам и прочности она уступает бронзе.

Исходя из нагрузки на вкладыш, его размеров и частоты вращения, были проведены расчеты подшипников скольжения, которые могут быть использованы в конечной передаче тракторов "Беларус". Результаты расчетов позволили определить требуемую прочность и теплостойкость материала вкладыша и тип возникающего при работе трения. На основе исследований показана целесообразность применения материалов для вкладышей подшипников с высокой твердостью порядка HV1300 (75-80HRC), высокой теплостойкостью, высокими антифрикционными свойствами упрочненного слоя.

В условиях граничного трения за счет высокой твердости упрочненного слоя вкладыша и его теплостойкости обеспечивается прирабатываемость даже при работе с сопряженными деталями (оси сателлитов и внутренние поверхности зубчатых колес), имеющими твердость HV650-750 (56-62HRC).

Показано, что рационально применение следующих материалов для вкладышей, упрочняемых по разработанным технологиям:

- алюминиевые сплавы с упрочненным диффузионным слоем на основе оксида алюминия Al_2O_3 , который, по сути, является металлокерамикой (однако следует учитывать невысокую прочность самих сплавов);
- титановые сплавы с упрочненным диффузионным слоем на основе TiO_2 , TiO , Ti_2O_3 которые обладают достаточно высокой прочностью.

В табл. 1 и 2 в качестве примера приведены рекомендуемые технические требования на качество деталей подшипников скольжения при использовании вкладышей с оксидокерамическими слоями.

Однако следует отметить, что титановые сплавы дороже высокопрочной конструкционной стали в 5 раз. Поэтому можно предложить следующие два варианта:

- алитирование цементованной стали с закалкой и микродуговым оксидированием;
- титанирование цементованной стали с закалкой и микродуговым оксидированием.

Как вариант также рассматривается проведение дисперсионного твердения как всего вкладыша, так и поверхностного слоя, что позволит обеспечить слой высокими сжимающими напряжениями и повысить уста-

лостную прочность материала вкладышей.

Ожидается, что ресурс работы таких подшипников окажется выше ресурса игольчатых подшипников, что позволит повысить долговечность планетарной передачи.

Таблица 1 – Технические требования на качество оксидокерамических слоев

| Контролируемые параметры оксидокерамических слоев вкладышей из алюминиевых сплавов | Величина |
|--|---|
| Поверхностная твердость | 20 – 22 ГПа (20000-22000 МПа или ~ 76-80 HRC ₃) |
| Структура и фазовый состав поверхностных оксидокерамических слоев | Дисперсная однородная структура состава: 15 % $\alpha-Al_2O_3$, 85 % $\gamma-Al_2O_3$ |
| Структура оксидокерамических слоев | на расстоянии от поверхности 30 – 40 мкм: - $\alpha-Al_2O_3$, - 20 % $\gamma-Al_2O_3$ – 80% на расстоянии от поверхности 60 – 80 мкм: - $\alpha-Al_2O_3$, - 60 % - $\gamma-Al_2O_3$ – 40% на расстоянии от поверхности 80 – 100 мкм: - $\alpha-Al_2O_3$, - 95 % - $\gamma-Al_2O_3$ – 5 % |
| Пористость оксидокерамических слоев | на расстоянии от поверхности 30 – 40 мкм – 10 % на расстоянии от поверхности 60 – 80 мкм – 8 – 6 % на расстоянии от поверхности 100 мкм - 4 % на расстоянии от поверхности 120 – 140 мкм - 0 % |
| Структура диффузионной фазы на границе оксидокерамика-твердый раствор алюминия | твердый раствор алюминия и незначительное количество фаз $\alpha-Al_2O_3$, $\gamma-Al_2O_3$ |

Таблица 2 – Технические условия на качество диффузионных слоев внутренней поверхности сателлитов и осей сателлитов*

| Контролируемые параметры цементованных и нитроцементованных деталей подшипников | Величина |
|---|----------|
| 1 | 2 |
| Цементованный (нитроцементованный) слой | |
| Поверхностная твердость, HRC ₃ | 60-63 |
| Теплостойкость упрочненного слоя до температуры 400-450 °С, HRC ₃ | 56-60 |

Продолжение таблицы 2

| | |
|---|-----------------|
| Эффективная толщина: | |
| HV 750 | 0,3 - 0,5 мм |
| HV 700 | 0,6 - 0,8 мм |
| HV 600 | 0,9 - 1,1 мм |
| Трооститная полоса, мкм | Не более 15 мкм |
| Темная составляющая, мкм | Не более 15 мкм |
| Карбидная сетка, мкм | Не допускается |
| Глубина залегания дисперсных карбидов (карбонитридов) | 0,1-0,15 мм |
| Содержание остаточного аустенита в цементованном слое, об. % | 20-40 |
| Содержание остаточного аустенита в нитроцементованном слое, об. % | 30-50 |
| Содержание бейнита, % | До 1% |

* Детали подшипников качения и скольжения (оси сателлитов и сателлиты) должны изготавливаться из высокопрочных цементуемых сталей типа ВКС: ВКС-4 - 13ХЗНВМ2Ф; ВКС5 - 16ХЗНВФМБ; ВКС-10 - 13ХЗНМ2ВФБ; ВКС по ТУ РБ 10018502.045-2000 - 20Х2Н4М2ФСЮ.

Список литературы: 1. Чернавский С.А. Подшипники скольжения. - М.: Машгиз, 1963, 242с. 2. Сусин А.А. Химико-термическое упрочнение высоконапряженных деталей. - Мн.: Беларуская навука, 1999, -175с. 3. Спицин Н.А., Машнев М.М. и др. Опоры осей и валов машин и приборов. Л.: Машиностроение, 1970, - 518с. 4. Комарова В.И., Сусин А.А., Комаров А.И., Сусина О.А.. Контроль качества изготовления композиционных материалов и сплавов // Надежность машин и технических систем: Матер. межд. н.-т. конф., Минск, 16-17 окт. 2001 г. Минск. 2001. т.2. с. 129-131. 5. Доклад: Комаров А.И. Оксидокерамические износостойкие МДО-покрытия на сопряженных деталях из алюминиевых сплавов// Машиностроение и техносфера на рубеже XXI века: Сб. трудов межд. н.-т. конф., Севастополь, 11-17 сент. 2001 г. Донецк. 2001. с. 206-210. 6. Комаров А.И., Комарова В.И., Сенокосов Н.Э., Шостак В.Н. "Микроплазменное упрочнение пар трения из сплавов на основе алюминий-кремний" в сборнике материалов Международной научно-технической конференции "Надежность машин и технических систем" 16-17 окт. 2001 г., Минск. Т.2. с. 132-134.

Статья поступила в редакцию 29.05.2002 г.

ОПТИМИЗАЦИЯ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ ПРИПУСКА ДЛЯ ПОВЫШЕНИЯ ТОЧНОСТИ ИЗГОТОВЛЕНИЯ ДЕТАЛИ

Сысоев Ю.С., Федотов А.Г., Томилин С.А.
(ВИ(ф) ЮРГТУ(НПИ), г. Волгодонск, Россия)

In this work there is one of the ways of raising of precision of mechanical treatment of details surface connected with definite ways of its basing.

Одним из определяющих факторов, влияющих на качество геометрии поверхностей изделий машиностроения, полученных механической обработкой, являются упругие деформации системы СПИД [1-4], порождающиеся силами резания, которые, в свою очередь, определяются режимами резания [2-3]. Например, составляющие силы резания при продольном и поперечном точении пропорциональны произведению степеней подачи, глубины и скорости резания [2-3] и оцениваются с помощью следующей полученной экспериментально формулы [2]:

$$P_{z,y,x} = 10C_p t^x s^y v^n K_p$$

Здесь переменные t , s и v обозначают глубину резания, подачу и скорость резания; P_z - тангенциальную, P_y - радиальную, P_x - осевую составляющие силы резания P . Значения постоянной C_p и показателей x , y и n степеней для конкретных условий обработки и для каждой из составляющих табулированы. С учетом фактических условий резания составлены также таблицы и для коэффициентов, произведением которых определяется поправочный коэффициент K_p .

Считая, что в рабочем диапазоне сил резания отношение $\frac{y(P)}{P_y}$ смещения $y(P)$ элементов технологической системы станка в направлении по нормали к обработанной поверхности к составляющей P_y силы резания, направленной в том же направлении постоянно (это отношение называют податливостью упругой системы станка [1]), можно утверждать, что соответствующие упругие деформации, пропорциональны величине P_y , а значит и произведению $C_p t^x s^y v^n K_p$. Следовательно, при фиксированных элементах режимов резания s и v смещение $y(P)$ в указанном диапазоне будет пропорционально некоторой степени глубины резания, а именно:

$$y(P) = Ct^x, \quad (1)$$

где C - коэффициент пропорциональности.

Как правило [2], при черновой обработке, глубину резания, по возможности, назначают максимальной, равной всему припуску на обработку. Другими словами, глубина резания и припуск на обработку в указанном случае идентичны. Таким образом, распределение припуска по обрабатываемой поверхности при фиксированных значениях подачи s и скорости резания v определяет смещение $y(P)$. В свою очередь, на распределение припуска влияет [5] положение заготовки на рабочей позиции, полученное в результате выбора технологических баз и базирования заготовки.

Таким образом, выбор технологических баз и базирование заготовки влияет на величину упругих деформаций $y(P)$ системы СПИД, а, следовательно, и на точность геометрических форм изделия, полученного механической обработкой поверхностей его заготовки.

Как уже отмечалось, при черновом точении и отсутствии ограничений по мощности оборудования, жесткости системы СПИД глубина резания принимается равной припуску на обработку, который не является постоянной величиной в пределах даже одной обрабатываемой поверхности, так как удаляемый с поверхности слой металла не имеет постоянной толщины. Следовательно, переменной будет и глубина резания, определяемая распределением припуска посредством базирования заготовки. Учитывая это, поставим задачу выбором технологических баз и последующим базированием с использованием этих баз добиться, по возможности, уменьшения упругих отклонений элементов технологической системы станка и тем самым повысить точность геометрических форм готового изделия.

Обозначим через t_{\max} и t_{\min} наибольшую и наименьшую глубины резания при механической обработке поверхностей, а через y_{\max} и y_{\min} соответствующие смещения элементов технологической системы станка под действием этих сил. Из формулы (1) следует, что y_{\max} и y_{\min} будут определять величины наибольшего и наименьшего смещения соответственно. Естественно предположить, что наименьшего отклонения формы обработанной поверхности можно добиться в том случае, когда при обработке соответствующей черновой поверхности отношение $\frac{y_{\max}}{y_{\min}}$ будет

наименьшим (отметим, что $\frac{y_{\max}}{y_{\min}} \geq 1$), или, что то же самое, минимальным

будет отклонение $\frac{t_{\max}^x}{t_{\min}^x}$.

Для реализации сформулированной гипотезы в виде математической

модели, анализа этой модели и экспериментальной проверки сделанных предположений введем новые обозначения, более удобных для решения поставленной задачи.

Обозначим через σ заготовку, через ω - воображаемое изделие, получаемое из нее механической обработкой, а через \vec{Z} - многомерный параметр, характеризующий технологическую базу, определяющую положение воображаемой детали в теле заготовки [6]. По аналогии с обозначениями границы множества в математике, поверхности заготовки и детали будем обозначать через $\partial\sigma$ и $\partial\omega$, соответственно. Итак, предположим, что поверхность $\partial\omega$ детали получается механической обработкой поверхности $\partial\sigma$ заготовки.

Напомним некоторые определения, введенные в работе [5], которые будут использоваться в математических моделях технологических баз, параметры которых и зададут положение воображаемой детали в теле заготовки и заготовки на рабочей позиции (относительно режущего инструмента) в соответствии с выдвинутыми требованиями.

Определение 1. Если некоторая поверхность $\partial\omega$ воображаемой детали получается обработкой поверхности $\partial\sigma$ заготовки (поверхности $\partial\omega$ и $\partial\sigma$ будем считать топологически замкнутыми), то величиной припуска $z(M, \partial\omega, \vec{Z})$ в точке M , принадлежащей поверхности $\partial\sigma$ заготовки, назовем расстояние $\rho(M, \partial\omega, \vec{Z})$ от точки M до поверхности $\partial\omega$ детали.

Определение 2. Функцией распределения припуска, или распределением припуска на поверхности $\partial\sigma$ назовем функцию $z = z(M, \partial\omega, \vec{Z})$ аргумента M , определенную на поверхности $\partial\sigma$ при фиксированном значении \vec{Z} .

Ясно, что функция $z = z(M, \partial\omega, \vec{Z})$ определит нам распределение припуска на соответствующей поверхности заготовки, при погружении в нее воображаемой детали в положение, соответствующее значению параметра \vec{Z} . Изменение параметра \vec{Z} влечет за собой изменение положения воображаемой детали в теле заготовки и, следовательно, распределения припуска на поверхности $\partial\sigma$.

Перевод понятий связанных с припуском в плоскость функциональных зависимостей позволяет говорить о способах его распределения по обрабатываемой поверхности посредством базирования заготовки. С учетом сформулированных определений можно говорить о наиболее равномерном распределении припуска, получаемом при наименьшей разности между наибольшим и наименьшим значением припуска в точках обра-

тываемой поверхности, определить достаточные условия возможности получения детали из заготовки после механической обработки [5].

Если рассматривать случай, когда глубина резания t равна припуску $z(M, \partial\omega, \bar{Z})$ на обработку в соответствующей точке, то значение t в формуле (1) можно заменить значением $z(M, \partial\omega, \bar{Z})$. В этом случае условия, при которых будет минимальным разброс смещений элементов технологической системы станка можно записать в виде следующей оптимизационной задачи:

$$\frac{[\max_{M \in \partial\sigma} z(M, \partial\omega, \bar{Z}_0)]^x}{[\min_{M \in \partial\sigma} z(M, \partial\omega, \bar{Z}_0)]^x} = \min_{\bar{Z}} \frac{[\max_{M \in \partial\sigma} z(M, \partial\omega, \bar{Z})]^x}{[\min_{M \in \partial\sigma} z(M, \partial\omega, \bar{Z})]^x} \quad (2)$$

Воспользовавшись монотонностью логарифмической функции, преобразуем задачу (2) к более простому и удобному для работы виду. Прологарифмировав обе части равенства (2) и сократив на x , получим:

$$\begin{aligned} & \max_{M \in \partial\sigma} \ln[z(M, \partial\omega, \bar{Z}_0)] - \min_{M \in \partial\sigma} \ln[z(M, \partial\omega, \bar{Z}_0)] = \\ & = \min_{\bar{Z}} [\max_{M \in \partial\sigma} \ln[z(M, \partial\omega, \bar{Z})] - \min_{M \in \partial\sigma} \ln[z(M, \partial\omega, \bar{Z})]] \quad (3) \end{aligned}$$

Определим функцию $\nabla(M, \partial\omega, \bar{Z})$ как разность между наибольшим и наименьшим значениями натурального логарифма величин припусков в точках поверхности заготовки, положив:

$$\nabla(M, \partial\omega, \bar{Z}) = \max_{M \in \partial\sigma} \ln[z(M, \partial\omega, \bar{Z})] - \min_{M \in \partial\sigma} \ln[z(M, \partial\omega, \bar{Z})].$$

Определение 3. Распределение припуска по обрабатываемой поверхности называется логарифмически равномерным, если вектор параметров технологической базы \bar{Z}_0 является точкой минимума функции $\nabla(M, \partial\omega, \bar{Z})$.

Согласно высказанной выше гипотезе и проведенных исследований отклонения формы поверхности $\partial\omega$, полученной механической обработкой поверхности $\partial\sigma$, будут наименьшими, если припуск по обрабатываемой поверхности $\partial\sigma$ будет распределен логарифмически равномерно.

Авторами был проделан ряд экспериментов, в которых обрабатывались поверхности заготовок различной формы при различных способах выбора технологических баз, а значит и различных способах базирования. Результаты экспериментов частично представлены в таблице 1. Анализ этой таблицы показывает, что наименьшие отклонения формы обработан-

ной поверхности получают тогда, когда припуск на соответствующей черновой поверхности распределен не наиболее равномерно, а логарифмически равномерно, то есть когда параметры технологической базы определяются решением оптимизационной задачи (3).

Таблица 1 – Отклонения формы поверхностей при различных способах базирования

| Серия образцов | Расстояние до оптимальной базы (оси), мм | Вылет заготовки, мм | Режимы резания | | Отклонение от круглости, мм |
|----------------|--|---------------------|--------------------------------------|--------------------|-----------------------------|
| | | | Число оборотов шпинделя n , об/мин | Подача s , мм/об | |
| 1. | 0 | 18 | 250 | 0,06 | 0,112 |
| | 3,5 | | | | 0,125 |
| | 7,0 | | | | 0,213 |
| | 0 | 25 | | | 0,133 |
| | 3,5 | | | | 0,186 |
| | 7,0 | | | | 0,224 |
| 2. | 0 | 18 | 250 | 0,06 | 0,115 |
| | 2,2 | | | | 0,150 |
| | 4,5 | | | | 0,191 |
| | 0 | 25 | | | 0,128 |
| | 2,2 | | | | 0,157 |
| | 4,5 | | | | 0,201 |

Список литературы: 1. Справочник технолога-машиностроителя. Т.1/ Под общей ред. А.Г. Косиловой, Р.К. Мещерякова.- М: Машиностроение, 1986.- 656с. 2. Справочник технолога-машиностроителя. Т.2./ Под общей ред. А.Г. Косиловой, Р.К. Мещерякова.- М: Машиностроение, 1986.- 656с. 3. Справочник по технологии резания материалов. Т.1/ Под ред. Г.Шпура, Т.Штеферле.- М: Машиностроение, 1985.- 614с. 4. Справочник по технологии резания материалов. Т.2/ Под ред. Г.Шпура, Т.Штеферле.- М: Машиностроение, 1985.- 688с. 5. Сысоев Ю.С. Базирование, припуски и контроль формы заготовок// Измерительная техника.- 2001.- №9.- С.34-37. 6. Сысоев Ю.С., Маневич В.В. Установка крупногабаритных заготовок при их механической обработке// Вестник машиностроения.- 1998.- №. С.14-19.

Статья поступила в редакцию 29.05.2002 г.

ВЛИЯНИЕ ЦИРКОНИЯ НА СТРУКТУРУ И СВОЙСТВА НИКЕЛЕВЫХ СПЛАВОВ.

Тарабин В.В., Лысенко Н.А., Цивирко Э.И., Жеманюк П.Д.
(ЗНТУ, ОАО «Мотор-Сич», г. Запорожье, Украина)

The nickel heat-resistant alloys are widely used for manufacturing of principal spareparts for turbine-plants. Today the problem of heat-resistant alloys manufacturing with simple compositions, existes but this should not yield to the proceeding ones. We have investigated the influence structure on the abilities casted nickel alloy X20H80 with zirconium.

Жаропрочные никелевые сплавы широко используются для изготовления деталей ГТД. Данные о структуре и свойствах никелевого сплава, легированного цирконием, уже были ранее опубликованы [1]. Но влияние структурных составляющих на механические и эксплуатационные свойства все еще недостаточно изучены.

Сплав X20H80 выплавляли методом сплавления шихтовых материалов (электролитический никель марки Н1У и металлический хром Х98,5) в вакуумной индукционной печи УППФ-3М с основным тиглем вместимостью 8 кг. Навеску никель-циркониевой лигатуры (94,5Zr%, 5,4Ni%) подавали в расплав, нагретый до температуры 1560–1580°C, за 2 мин до его слива. В сплавы добавляли (по расчету): 0; 0,5; 1,0; 1,5; 2,0; 3,0; 4,0% (по массе) циркония. Керамические формы, полученные по выплавляемым моделям и нагретые до 950°C, заливали расплавом с температуры 1600±20°C и получали образцы диаметром 12 мм для последующих исследований.

В объем исследования входило определение химического состава, физической плотности, механических и жаропрочных свойств, а также изучение макро- и микроструктуры сплавов.

Макроструктуру сплавов выявляли методом химического травления в реактиве, состоящем из 80%HCl и 20%H₂O₂. Микроструктуру сплавов изучали до и после термической обработки (гомогенизация при 1180°C, 1,5 час, охлаждение на воздухе), а также после испытаний на длительную прочность на травленных электролитически в реактиве «Р18» (10 г лимонной кислоты, 10 г серного аммония и 1200 мл воды) шлифах. Для идентификации σ -фазы использовали метод цветного травления в электролите из 10%-ного водного раствора красной кровяной соли.

Методами оптической микроскопии при увеличениях до 500 крат оценивали микроструктуру, определяли форму, размеры и распределение

структурных составляющих, а их содержание устанавливали методом Л (индекс) по ГОСТ 1778–70.

Временное сопротивление разрыву (σ_B), относительное удлинение (δ) и ударную вязкость (КСУ) определяли при комнатной температуре.

Длительную прочность образцов с диаметром рабочей зоны 5 мм определяли при $t = 815^\circ\text{C}$ и $t = 730^\circ\text{C}$ на установке ДСТ–5000.

Химический состав исследуемых сплавов удовлетворял требованиям ГОСТ 10994–74 без учета содержания циркония. Усвоение циркония в сплаве X20H80 составляло в среднем 81%. С увеличением вводимого в сплав циркония снижалась массовая доля хрома от 21 до 16%.

Повышение массовой доли циркония в сплаве от 0,38 до 3,3% способствовало существенному измельчению макро- и микростерна.

Структура сплавов без циркония представляла собой гетерогенную систему на базе γ -твердого раствора с наличием небольшого количества карбидов типа MC.

Увеличение массовой доли циркония способствовало образованию карбидной эвтектики и пленочных карбидов по границам зерен. Уменьшение среднего диаметра включений карбидной эвтектики в сплавах, содержащих более 1,0% Zr (по массе), можно объяснить значительным увеличением поверхности границ зерен. Кроме этого в сплавах, легированных цирконием, выявлены включения, по металлографическим признакам характерные для нитридов и карбонитридов типа ZrN и Zr(C,N), размеры которых возрастали с увеличением массовой доли циркония в сплавах. Неоднозначно влиял цирконий на микропористость сплава, ее размеры и количество увеличивались при введении в сплав до 0,88%Zr. Последующее увеличение массовой доли циркония в сплаве приводило к снижению этих параметров, которые были меньше, чем в исходном сплаве.

В процессе термической обработки происходило выделение карбидов типа M₂₃C₆, которые играют основную роль в дисперсионном карбидном упрочнении никелевых сплавов [2].

Определение механических свойств при комнатных температурах позволило установить, что увеличение массовой доли циркония в сплаве практически не влияло на временное сопротивление разрушению (σ_B). При этом пластические характеристики (δ и КСУ) снижали свои значения. Резкое падение значений механических свойств при 0,38%Zr (по массе) можно объяснить увеличением микропористости сплава.

Корреляционная обработка полученных результатов позволила установить влияние микроструктуры и массовой доли циркония в сплавах на

относительное удлинение и ударную вязкость.

Уравнение зависимости относительного удлинения от массовой доли циркония и содержания карбидной эвтектики ($U \times 10^{-3}$) массовой доли циркония (рис. 1, а) имеет вид:

$$\delta = 42 - 29 \times [\%Zr] + 2 \times [U \times 10^{-3}],$$

при коэффициенте множественной корреляции $R = 0,57$, а зависимости относительного удлинения от массовой доли циркония и содержания микропор ($U \times 10^{-3}$) (рис. 1, б):

$$\delta = 45 - 7 \times [\%Zr] + 2 \times [U \times 10^{-3}], \text{ при } R=0,61.$$

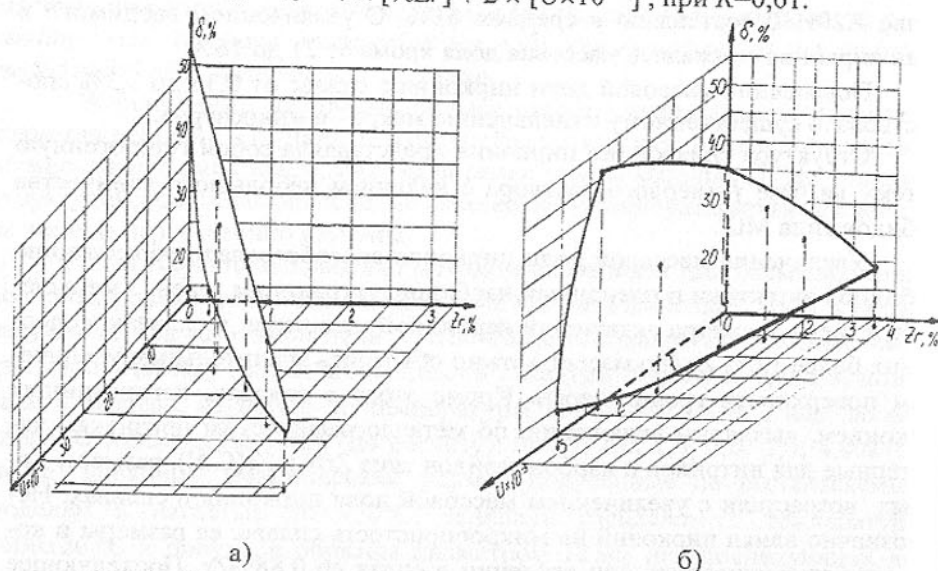


Рис. 1. Влияние количества карбидной эвтектики (а), количества микропор (б) и массовой доли циркония на относительное удлинение сплава Х20Н80

Уравнение зависимости ударной вязкости от массовой доли циркония и содержания карбидной эвтектики ($U \times 10^{-3}$) (рис. 2, а):

$$KCU = 1500 - 300 \times [\%Zr] - 14 \times [U \times 10^{-3}],$$

при $R = 0,67$, а уравнение зависимости ударной вязкости от содержания микропор ($U \times 10^{-3}$) и массовой доли циркония (рис. 2, б):

$$KCU = 749 - 271 \times [\%Zr] + 385 \times [U \times 10^{-3}], \text{ при } R=0,63.$$

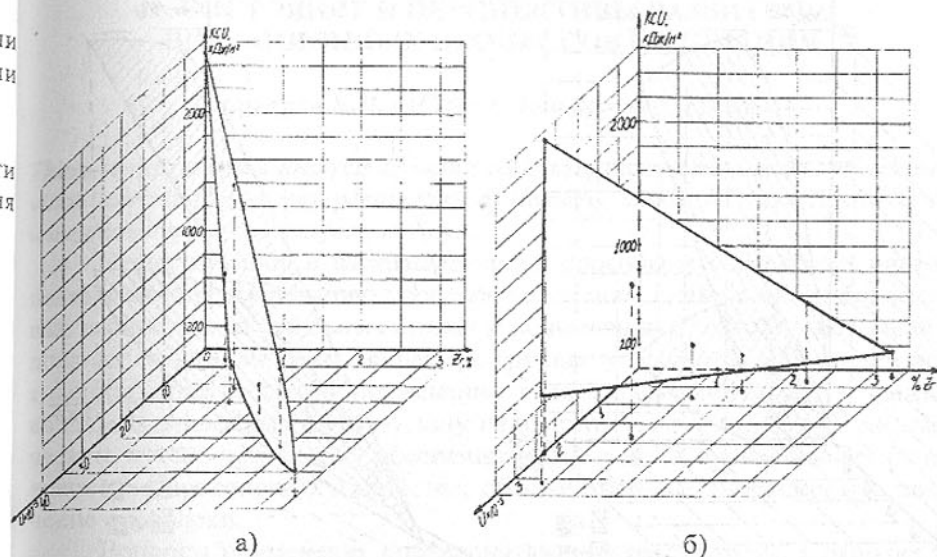


Рис. 2. Влияние количества карбидной эвтектики (а), количества микропор (б) и массовой доли циркония на ударную вязкость сплава Х20Н80

В микроструктуре образцов сплава с цирконием после длительных испытаний при 730°C и 815°C наблюдали карбиды типа Cr_{23}C_6 в виде частиц глобулярной формы. Наряду с выделением карбидов происходило образование σ -фазы игольчатой морфологии.

С помощью корреляционной обработки данных установили, что уравнения зависимости длительной прочности (σ_{100}) от содержания карбидной эвтектики и массовой доли циркония (рис. 3, а) имеют вид:

$$\sigma_{100}^{730} = 104 + 417 \times [\%Zr] + 14 \times [U \times 10^{-3}], \text{ при } R=0,82 \text{ и}$$

$$\sigma_{100}^{815} = 174 - 121 \times [\%Zr] + 26 \times [U \times 10^{-3}], \text{ при } R=0,75.$$

А уравнения зависимости длительной прочности (σ_{100}) от содержания микропор и массовой доли циркония (рис. 3, б):

$$\sigma_{100}^{815} = 436 + 114 \times [\%Zr] - 141 \times [U \times 10^{-3}], \text{ при } R=0,65 \text{ и}$$

$$\sigma_{100}^{730} = 855 + 396 \times [\%Zr] - 381 \times [U \times 10^{-3}].$$

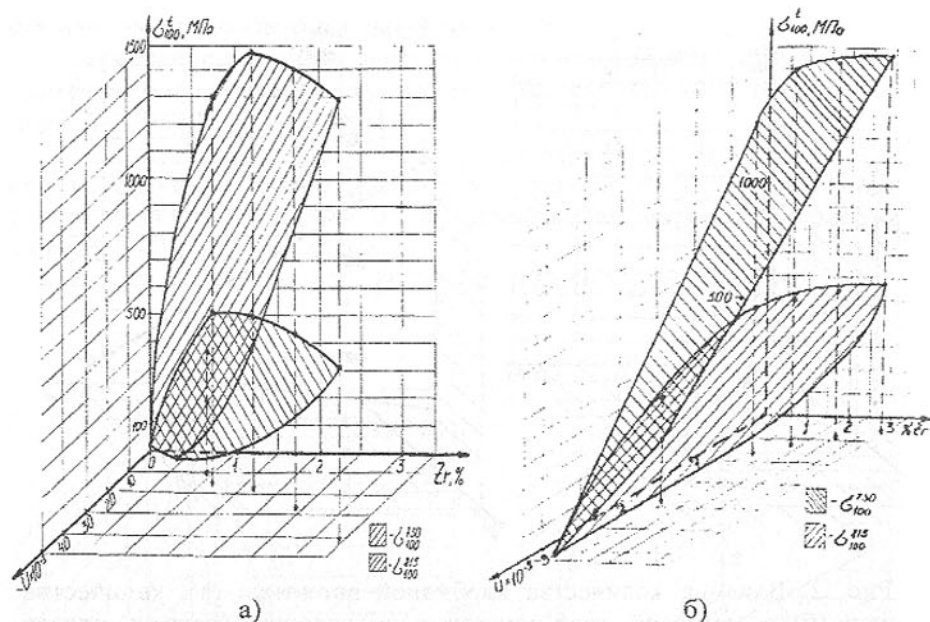


Рис. 3. Влияние количества микропор ($U \times 10^{-3}$) и массовой доли циркония на длительную прочность сплава X20H80.

Выводы:

1. Увеличение степени легирования сплава X20H80 цирконием привело к измельчению макро- и микроструктуры, образованию карбидной эвтектики и пленочных карбидов по границам зерен.
2. Повышение содержания циркония в исследованных пределах в сплаве X20H80 способствовало снижению пластичности и увеличению длительной прочности сплавов.

Список литературы: 1. Лысенко Н.А. и др. Структура и свойства сплава ХН60ВТ, легированного цирконием. // *МиТОМ*. 2001. №10, с.18–23. 2. Симс Ч.Т., Столофф Н.С., Хагель У.К. Суперсплавы 2: Жаропрочные материалы для аэрокосмических и промышленных установок: Пер. с англ. Кн. 1/ Под ред. Р.Е. Шалина.—М.: Металлургия, 1995.—384 с.

Статья поступила в редакцию 13.05.2002 г.

СОСТОЯНИЕ И ПЕРСПЕКТИВЫ РАЗВИТИЯ ВИБРАЦИОННЫХ ПРОЦЕССОВ ВОЛОЧЕНИЯ

Таратута К.В. (ЗГИА, г. Запорожье, Украина)

There is represented analysis of being technologies and equipment, which provides lowering of energy parameters of drawing benches. There is shown the wire drawing process perfection ways.

Существующие в настоящее время способы и устройства, направленные на интенсификацию процесса волочения, снижающие энергосиловые параметры волочильных станов и повышающие долговечность оборудования можно разделить на четыре группы: устройства, создающие противонапряжение металла; применение специальных покрытий и смазок, вводимых в деформационную зону гидростатическим либо гидродинамическим путем; устройства, обеспечивающие нагрев проволоки (тепловое волочение проволоки); устройства, обеспечивающие вибрационное волочение проволоки.

Вопросы применения противонапряжения рассмотрены в работах [1, 2] и др. Противонапряжение создает растягивающие напряжения в металле, который протягивается до входа в канал волоки [3].

Волочение с применением специальных подмазочных покрытий и смазок рассмотрены в работах [4,5] и др. Действие технологических смазок при волочении связано с созданием экранирующего слоя, разделяющего поверхность металла и инструмента. В настоящее время наиболее широко применяется гидродинамический ввод смазки, при котором повышенные давления смазки у входа в канал создается вследствие гидродинамического эффекта. Этот эффект возникает от трения смазки о движущуюся проволоку. Из устройств для гидродинамического ввода смазки известны сборные и составные волочильные инструменты [6, 7].

Увеличение разовых деформаций, сокращение цикличности и повышение эффективности производства проволоки может быть достигнуто за счет использования процесса теплового волочения, т.е. нагрева металла до температур ниже рекристаллизационных [8, 9] и др.

Вопросы вибрационного волочения проволоки рассмотрены в работах [10, 11] и др. Основная цель вибрационного волочения - увеличение частных деформаций в результате уменьшения сил трения и понижения сопротивления деформации. Устройства, обеспечивающие вибрационное волочение, являются наименее систематизированными, а процесс вибрационного волочения наименее изученным по сравнению с другими процессами и устройствами для интенсификации процесса волочения.

В соответствии с этим в табл. 1 приведена матрица структурно-

морфологического сравнения вибрационных механизмов по двум конструктивным (1, 2), пяти технологическим (3-7) и одному резервному смысловому делителю, записанным в горизонтальных строках в структурной последовательности. Записи в одиннадцати вертикальных колонках составляют независимые признаки по выделенным смысловым делителям. В горизонтальных строках сгруппированы следующие смысловые делители: тип исполнительного механизма (1), характер движения исполнительного механизма (2), источник энергии (3), тип колебаний (4), частота колебаний (5), направление колебаний относительно оси волочения (6), точка контакта исполнительного механизма с объектом колебаний (7). Обозначим горизонтальные строки P_i , а вертикальные колонки m_j , где $i=1, \dots, n$; $j=1, \dots, k$; $n=7$ – количество строк, а k – количество заполненных клеток в каждой строке.

В общем виде матрицу представим следующим образом:

$$P_1(m_1; m_2; \dots; m_j)_h$$

$$P_2(m_1; m_2; \dots; m_j)_h$$

$$P_i(m_1; m_2; \dots; m_j)_h$$

Содержание таблицы определяется системой определителей

$$P_1 m_1, P_2 m_2, \dots, P_i m_j.$$

Каждый рассмотренный механизм имеет свой определитель. Раскрывая последний, получим код из нескольких чисел десятичной системы. При этом запись цифр признаков механизма производим последовательно по каждому смысловому делителю сверху вниз. Пользуясь принятыми обозначениями, можно легко записать код для любого механизма матрицы.

На основании данной матрицы производим синтез рациональной конструкции вибрационного механизма для волочения проволоки. Для этого выполняем оценку удельного «веса», т.е. ранжирование основных признаков механизмов [12].

Ввиду того, что технологические признаки во многом зависят от конструктивных признаков, возьмем последние за основу анализа (табл. 1).

К вибрационным устройствам для волочения металла с электроприводом можно отнести:

1. Устройства с магнитострикционными возбудителями колебаний инструмента [13-15], в которых колебания ультразвуковой частоты от преобразователя посредством волновода-концентратора передаются волоке. Наиболее эффективным с точки зрения снижения силы волочения следует считать симметричные нагрузки на оба торца вибровозбудителя.

2. Электромагнитные возбудители колебаний [16] и др., были предложены Г.Хордом и К. Кольстромом, которые разработали устройство включаю-

щее волоку, установленную на середине поперечины, на которой закреплены якоря электромагнитов, питаемых переменным током. Упругой подвеской поперечины является тарельчатая пружина. Устройства подобного типа обеспечивают вибрационное воздействие на материал с частотой до 500 Гц.

Таблица 1 – Структурно-морфологическая таблица вибрационных механизмов

| Анализ | Смысловой делитель | Свойства вибрационных механизмов | | | | | | | | | | | |
|--------|-------------------------------|----------------------------------|------------------------|---------------------------|---------------|---------------|-------------|----------------|------------|-----------|-----------|-------------|-------------|
| | | 0 | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 | 11 |
| 1 | Тип исполнительного механизма | | Магнитный | Токовый | Плунжерный | Мембранный | Дебалансный | Эксцентриковый | Кулачковый | Пружинный | Шариковый | Кривошипный | Шестеренный |
| 2 | Характер движения механизма | | Реверсивный | Не реверсивный | | | | | | | | | |
| 3 | Источник энергии | | Автономный | Не автономный | | | | | | | | | |
| 4 | Тип колебаний | | Автоколебания | Импульсные | Гармонические | Периодические | | | | | | | |
| 5 | Частота колебаний | | Низкочастотные | Высокочастотные | | | | | | | | | |
| 6 | Направление колебаний | | Поперечные | Продольные | Вращательные | Винтовые | | | | | | | |
| 7 | Точка контакта | | С рабочим инструментом | С обрабатываемым изделием | | | | | | | | | |

3. Устройства для электростимулированного волочения проволоки [17-19], обеспечивают наложение мощных коротких токовых импульсов незначительной величины на очаг деформации. В работе [18] предложена методика для расчета и проектирования технологических режимов процесса волочения с стимулированным импульсным магнитным полем, в зависимости от материала, скорости и степени деформации. Она заключается в следующем: рассчитывается величина напряженности магнитного поля на основе расчета термоупругих напряжений, а затем частота импульсов и их величина, геометрические характеристики соленоида, выходные данные для проектирования генератора тока.

К вибрационным устройствам для волочения металла с гидродневматическим приводом можно отнести:

1. Плунжерные виброприводы [16], обеспечивают протягивание изделия через волоку, которой сообщается возвратно-поступательное движение гидравлическим цилиндром.

2. Мембранные устройства [16], состоят из мембран, в которые установ-

лены волокна, в пространство между мембранами поступает пульсирующая жидкость.

К вибрационным устройствам для волочения металла с механическим приводом можно отнести:

1. Инерционные возбудители колебаний инструмента, в которых возмущающая сила создается вследствие вращения одной или нескольких неуравновешенных масс (дебалансов). В волочильном производстве не нашли применения.
2. Эксцентриковые возбудители колебаний, применяются для сообщения волокам противофазных колебаний [20], а также для вибрационного нагружения проволоки [21]. Способ волочения проволоки [21], представляет собой вибронгружение проволоки в процессе ее протягивания через две волокна. Вибронгружение осуществляется с помощью устройства с эксцентриковым роликом, которое сообщает проволоке сложные колебания относительно оси волочения.
3. Кулачковые вибрационные устройства [22, 23], обеспечивают ударный принцип воздействия кулачка на рабочий орган.
4. Пружинные исполнительные механизмы [24], используются для обеспечения колебаний за счет автоколебаний волокна, закрепленной на опоре с помощью пружин.
5. Шариковые вибровозбудители [16], обеспечивают процесс вибрации за счет периодического изменения расстояния между волокнами при помощи вращения сепаратора с шариками по профилированному кольцу.
6. Кривошипные приводы виброустановок в волочильном производстве не применяются, однако используются в прокатном и прессовом производстве в установках со сравнительно невысокой (до 100 Гц) частотой колебаний.
7. Шестеренный привод виброустановок [25], обеспечивает процесс вибрации за счет передачи вращения от протягиваемой проволоки к вибрационному устройству посредством зубчатых передач.

Список литературы 1. Тарнавский А.Л. Эффективность волочения с противонапряжением. - М.: Металлургия, 1951. - 151 с. 2. Таратута К.В. Аналитическое определение напряжения волочения с учетом противонапряжения. // *Металл и литейная Украина*. - 2002. - №1-2. - С. 40-46. 3. Перлин И.Л., Ерманок М.З. Теория волочения. - М.: Металлургия, 1971. - 448 с. 4. Трение и смазка при обработке металлов давлением. Грудев А.П., Зильберг Ю.В., Тилик В.Т. Справ. Изд. - М.: Металлургия, 1982. - 312 с. 5. Юхвец И.А. Волочильное производство. - М.: Металлургия, 1954. - 271 с. 6. Колмогоров В.К., Орлов С.И., Селищев К.П. Волочение в режиме жидкостного трения. - М.: Металлургия, 1967. - 154 с. 7. Николаев В.А., Таратута К.В. Возмож-

ность уменьшения трения при волочении стали в сборном инструменте. // *Сталь*. - 2001. - №8. - С. 89-93. 8. Волочильные станы. Перциков З.И. - М.: Металлургия, 1986. - 208 с. 9. Недовизий И.Н., Петрухин С.И., Комаров А.Г. Совершенствование процессов производства проволоки. - М.: Металлургия, 1979. - 224 с. 10. Северденко В. П., Клубович В. В., Степаненко А.В. Прокатка и волочение с ультразвуком. - Минск.: Наука и техника, 1970. - 288 с. 11. Николаев В.А., Васильев А.Г., Святодух А.Н. Влияние виброколебаний на напряжение волочения проволоки. // *Сталь*. - 1998. - №8. - С. 45-47. 12. Основы технического творчества. Чус А.В., Данченко В.Н. - Киев; Донецк.: Вища школа, 1983. - 184 с. 13. Северденко В. П., Клубович В. В., Степаненко А.В. Обработка металлов давлением с ультразвуком. - Минск.: Наука и техника, 1973. - 288 с. 14. Wire drawing with ultrasonic vibration/ Li. Lianshi, Lang Xiaoping // *Wire Ind.* - 1994. - 61, № 721. - С. 31-33. 15. Ultrasonic energy applied to metal drawing/ Maropis N. // *Wire Ind.* - 1991. - 58, № 691. - С. 371-373. 16. Клименко В.М., Шаповал В.Н. Вибрационная обработка металлов давлением. - К.: Техніка, 1977. - 128 с. 17. Ерилова Т.В., Кудрин С.Н., Громов В.Е. Роль собственных колебаний проволоки при электростимулированном волочении. - *Известия вузов // Черная металлургия*. - 1994. - №4. - С. 16-17. 18. Кузнецов М.М. Застосування імпульсного магнітного поля для зменшення металів та сплавів у технологічних процесах холодної обробки металів тиском. Автореф. дис. на здобуття наук. ступеню канд. техн. наук. Краматорськ. - 1999. - 19 с. 19. Тавалбех Н.А. Вдосконалення технології магніто-імпульсної обробки товстостінних сталевих трубчатих деталей. Автореф. дис. на здобуття наук. ступеню канд. техн. наук. Краматорськ. - 1999. - 18 с. 20. А.С. 201305 СССР. МПК В21С. Способ волочения металла с применением колебаний инструмента. / Шаповал В.Н. Заявл. 27.06.1966. 21. Пат. 38756А Украина. МКИ В21С1/04. Спосіб волочіння дроту. / Таратута К.В., Жук А.Я., Ніколаєв В.О. Заявл. 19.09.2000. Опубл. 15.05.2001. Бюл. № 4. 22. Таратута К.В., Жук А.Я., Ніколаєв В.О. Інтенсифікація процесу волочіння вібраційним навантаженням сталевого дроту. // *Металургическая и горнорудная промышленность*. - 2001. - №3. - С. 43-45. 23. Пат. 39241А Украина. МКИ В21С3/14. Пристрій для колових коливань дроту. / Таратута К.В., Жук А.Я., Ніколаєв В.О. Заявл. 07.08.2000. Опубл. 15.06.2001. Бюл. № 5. 24. Пат. 42507А Украина. МКИ В21С3/14. Пристрій для волочіння дроту. / Таратута К.В., Жук А.Я. Заявл. 20.03.2001. Опубл. 15.10.2001. Бюл. № 9. 25. Пат. 42184А Украина. МКИ В21С3/14. Пристрій для коливань дроту. / Таратута К.В., Жук А.Я., Ніколаєв В.О. Заявл. 19.09.2000. Опубл. 15.10.2001. Бюл. № 9.

Статья поступила в редакцию 13.05.2002 г.

ВЫБОР МЕХАНИЗМА СИСТЕМНОГО ВРЕМЕНИ ПРИ ИМИТАЦИОННОМ МОДЕЛИРОВАНИИ ГПС В РЕЖИМЕ РЕАЛЬНОГО ВРЕМЕНИ

Тимофеев Ю.В., Шелковой А.Н. (НТУ "ХПИ", г. Харьков, Украина)

Choice of type of model time is Motivated when making the simulation model of flexible production system, functioning in mode of real-time.

Поскольку в имитационных моделях производственных систем имитируется поведение системы на некотором отрезке времени, одной из наиболее важных задач при создании модели и выборе языка программирования является определение механизма регламентации событий и процессов. В имитационном моделировании понятие "регламентация" включает в себя два аспекта: "продвижение" времени, или корректирование временной координаты состояния системы, и обеспечение согласованности различных объектов и событий в системе. Поскольку действия, выполняемые различными объектами, зависят от действий и состояний других элементов, они должны быть скоординированы во времени, или синхронизированы. Таким образом, функционирование модели должно протекать в искусственном времени, обеспечивая появление событий в надлежащем порядке и с надлежащими временными интервалами между ними. Эта проблема не является тривиальной задачей, т.к. необходимо переносить на цифровую вычислительную машину, действия в которой протекают последовательно, параллельные, последовательные и параллельно-последовательные процессы.

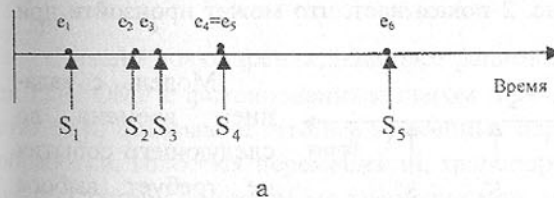
Существует два основных метода задания времени - с помощью фиксированных и переменных интервалов времени (соответственно методами фиксированного шага и шага до следующего события). По методу фиксированного временного шага отсчет системного времени ведется через заранее определенные временные интервалы постоянной длины (моделирование протекает в обычном времени с фиксированным шагом). При использовании метода переменного шага, или шага до следующего появления события, состояние моделируемой системы обновляется с появлением каждого существенного события независимо от интервалов времени между ними (моделирование протекает во времени событий).

Имитационное моделирование производственных систем обработки металлов резанием можно классифицировать по следующим категориям: модели с непрерывным изменением состояния, модели с дискретным из-

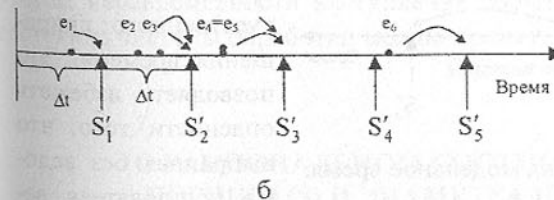
менением состояния.

В первых используются механизмы фиксированных приращений временных интервалов. Ими удобно описывать поведение систем, представляемых непрерывными потоками информации или материальными потоками, состоящими не из единичных, а из агрегатированных элементов. Модели второго вида находят применение тогда, когда исследователя интересует поведение отдельных элементов в системе. Поэтому в большинстве моделей с дискретным изменением состояний используется метод отсчета времени до следующего события.

Анализ процесса функционирования ГПС позволяет говорить о том, что в имитационных моделях их описания могут присутствовать оба типа моделей. На рис. 1 продемонстрированы способы представления и управления временем в обоих случаях. По оси времени отложена одна и та же последовательность событий e_i . Как видно, два события, e_4 и e_5 появляются одновременно. Стрелки указывают на точки, в которых происходит приращение на один такт, и моменты наступления очередных событий в обеих моделях. В модели, использующей принцип шага до следующего события, имитируемое время при изменении сдвигается вперед точно на момент наступления самого раннего из последующих событий. При этом последовательность моментов системного времени s_i такова:



$$\begin{aligned} s_1 &= e_1, \\ s_2 &= e_2, \\ s_3 &= e_3, \\ s_4 &= e_4 = e_5 = s_5, \\ s_6 &= e_6, \end{aligned}$$



где конкретные значения времени в точности равны величинам e_1, e_2, \dots , соответствующим моментам появления событий. В другой модели, использующей метод фиксированного временного шага, моменты последовательно принимать значения

Рис. 1. Течение модельного времени:
а - в модели с шагом до следующего события;
б - в модели с фиксированным шагом.

$$s'_1 = \Delta t, s'_2 = 2\Delta t, s'_3 = 3\Delta t, s'_4 = 4\Delta t, s'_5 = 5\Delta t.$$

Эти моменты времени не связаны с моментами появления событий e_1, e_2, \dots , которые имитируют модель производственной системы. Модельное время здесь получает постоянное приращение на заранее выбранную величину Δt .

У каждого из этих методов есть свои преимущества. В модели, использующей метод задания шага до следующего события, обработка событий идет последовательно и время имитации каждый раз смещается вперед на начало следующего события, каждое из которых обслуживается по очереди. В модели с фиксированным шагом обработка событий происходит пакетами или множествами событий.

Пусть задано некоторое время s'_k , тогда обработка всех событий с началом в e_p, e_q, e_r, \dots , таких, что

$$s'_{k-1} < e_p, e_q, e_r, \dots \leq s'_k,$$

производится перед тем, как модельное время получило очередное приращение до s'_{k+1} . Величина Δt оказывает решающее влияние на процесс моделирования, так как всякое положительное приращение времени заставляет процесс моделирования двигаться вперед. Если величина Δt выбрана неправильно, результаты могут получаться такими же неправильными, потому что все события будут появляться в точке, соответствующей верхней границе интервала. Рис. 2 показывает, что может произойти при изменении Δt .

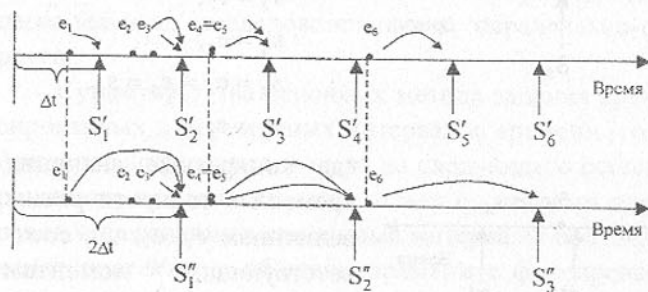


Рис. 2. Влияние изменения Δt на модельное время.

Величина приращения времени изменит результаты моделирования. У модели с заданием времени до следующего события есть также то преимущество, что в ней события рассматриваются и обслуживаются как одновременные только в том случае, если они маркируются одинаковым временем появления.

Модель с заданием времени до следующего события не требует выбора произвольного искусственного приращения времени. Это позволяет избежать опасности того, что выбранная без ведома пользователя величина

Таким образом, одновременность имеет место лишь там, где она наблюдается в действительности. Это позволяет избежать введения в систему в целях построения имитационной модели какого-либо искусственного правила, определяющего, какое из одновременно появившихся событий следует считать появившимся первым.

В случае моделирования гибких производственных систем обработки металлов резанием приходится останавливаться на выборе модели с заданным шагом Δt . Это решение обосновывается следующими факторами:

- исходя из числа компонент системы обработки, способных генерировать существенные события можно сказать, что существует многоуровневое моделирование: верхний уровень - транспортная система и система управления участка (цеха), средний уровень - транспортные системы управления отдельных модулей, нижний уровень - транспортная система, система обработки и управления отдельных станков;
- число событий на единичном интервале времени, порождаемое каждым элементом ГПС все время колеблется;
- средняя продолжительность событий не имеет строгого математического описания, так как она зависит от целого ряда случайных факторов (моментов запуска отдельных ГПМ, выполняемых операций, порядка работы и обслуживания транспортными модулями элементов ГПС и др.).

С нашей точки зрения, наиболее рациональным является выбор модели ГПС ОМР с фиксированным шагом $\Delta t=1$ с. Опыт расчетов характеристик ГПС показывает, что все временные параметры (продолжительность обработки, холостых перемещений, транспортирования и др.) без существенной потери точности можно округлять до секунд и следовательно, с учетом неравномерности наступления событий, в качестве такта опроса состояния системы обработки можно принять одну секунду.

Статья поступила в редакцию 20.05.2002 г.

О РАЦИОНАЛЬНОМ СООТНОШЕНИИ ХОДА ПОРШНЯ (S) И ДИАМЕТРА ЦИЛИНДРА (D_u) ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Ткаченко С.Г., Хоменко В.С. (Херсонский филиал УГМТУ, г. Херсон)

The rational correlatin between piston stroke and cylinder bore is principle for rise of engine economy is determined in this article.

В последнее время наметилась стойкая тенденция перехода к длинноходовым ($S/D_c > 2,5$), а затем и к супердлинноходовым ($S/D_c > 3,5$) двигателям внутреннего сгорания. Лидером в этом оказались дизельные фирмы, производящие главные судовые двигатели.

Первоначально побуждающим фактором к производству судовых длинноходовых двигателей было стремление снизить частоту вращения коленчатого вала при постоянной средней скорости поршня и, как следствие, частоту вращения гребного винта при прямой передаче мощности. Меньшая частота вращения гребного винта приводит к повышению его собственного к.п.д. и пропульсивного к.п.д. энергетической установки в целом.

Одновременно с этим заметно увеличился и к.п.д. собственно самих длинноходовых двигателей. Это можно объяснить несколькими причинами, но важнейшей, по нашему мнению, является создание благоприятного соотношения между величиной поверхности, формирующей объем цилиндра и самим объемом на участке наибольшего тепловыделения в цилиндре, когда через поверхность охлаждения идут наибольшие тепловые потери в систему охлаждения.

Является очевидным, что для уменьшения тепловых потерь в систему охлаждения необходимо, чтобы на единицу объема рабочего тела приходилась как можно меньшая величина поверхности охлаждения. Иными словами, необходимо, чтобы на участке, где достигается максимальная температура газов, была минимальная величина удельной поверхности охлаждения (отношение величины площади поверхности $F_{охл}$, формирующей объем, к самому объему V_u).

Обозначим удельную поверхность $\beta = \frac{F_{охл}}{V_u}$. На величину β в первую очередь оказывает влияние форма камеры сгорания (камеры сжатия) и соотношение между диаметром цилиндра D и перемещением поршня ΔS на участке максимального тепловыделения. Ниже представлены схемы наиболее характерных форм камер сгорания двигателей внутреннего сгорания.

Представленные на рисунке 1 формы камер сгорания определяются типом двигателя, схемой газообмена и т.д. Проследим, как изменяется коэффициент β (удельная поверхность охлаждения) для каждой из схем в зависимости от соотношения ΔS и D при постоянном внутреннем объеме.

Запишем формулы, определяющие поверхность (F) и объем (V) для каждой из схем при i -том соотношении $\Delta S/D$:

$$\text{для схемы "а"} \quad F_i = 0,5 \cdot \Pi \cdot D_i^2 + \Pi \cdot D_i \cdot \Delta S_i, \quad (1)$$

$$V_i = 0,25 \cdot \Pi \cdot D_i^2 \cdot \Delta S_i = const; \quad (2)$$

$$\text{для схемы "б"} \quad F_i = 0,5 \cdot \Pi \cdot D_i^2 + \Pi \cdot D_i \cdot \Delta S_i, \quad (3)$$

$$V_i = 0,0833 \cdot \Pi \cdot D_i^3 + 0,25 \cdot \Pi \cdot D_i^2 \cdot \Delta S_i = const; \quad (4)$$

$$\text{для схемы "в"} \quad F_i = \Pi \cdot D_i^2 + \Pi \cdot D_i \cdot \Delta S_i, \quad (5)$$

$$V_i = 0,166 \cdot \Pi \cdot D_i^3 + 0,25 \cdot \Pi \cdot D_i^2 \cdot \Delta S_i = const. \quad (6)$$

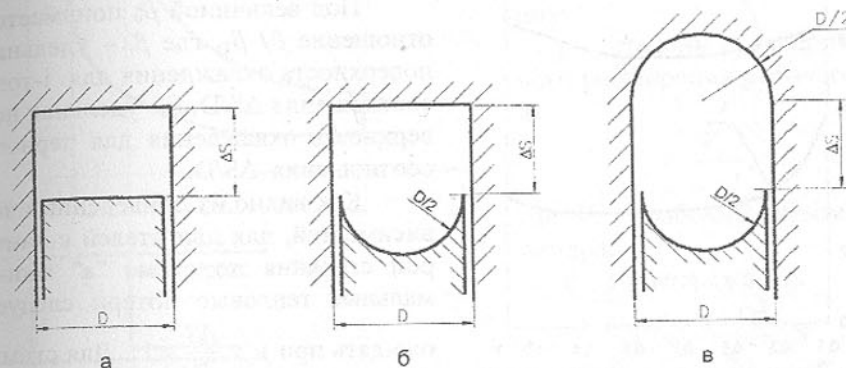


Рис. 1. Схемы камер сгорания (а - цилиндрическая; б - полусферическая; в - сферическая)

Обозначим $\frac{\Delta S}{D} = v$, а диапазон изменения v определим от 0,1 до 1,4.

С целью упрощения вычислений при $v_1=0,1$ для каждой из схем примем $D_1=1$. С учетом этого формулы (1), (3), (5) будут преобразованы, а из формул (2), (4), (6) определится диаметр цилиндра для каждого из i -того вычислений:

$$\text{для схемы "а"} \quad F_i = \Pi \cdot D_i^2 (0,5 + v_i), \quad (7)$$

$$D_i = \sqrt[3]{\frac{v_1}{v_i}} = \sqrt[3]{\frac{0,1}{v_i}}; \quad (8)$$

$$\text{для схемы "б"} \quad F_i = \Pi \cdot D_i^2 (0,75 + v_i), \quad (9)$$

$$D_i = \sqrt[3]{\frac{0,1083}{0,25 \cdot v_i + 0,0833}}; \quad (10)$$

$$\text{для схемы "в"} \quad F_i = \Pi \cdot D_i^2 (1 + v_i), \quad (11)$$

$$D_i = \sqrt[3]{\frac{0,191}{0,25 \cdot v_i + 0,166}}. \quad (12)$$

где F_i - площадь поверхности, формирующей объем рабочего тела, при i -том вычислении в диапазоне изменения v ;

D_i - диаметр цилиндра при i -том вычислении, выраженный через диа-

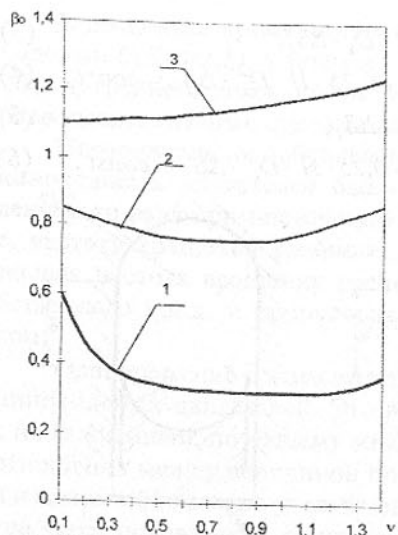


Рис. 2. Зависимость относительной величины (β_0) удельной поверхности охлаждения от соотношения

$$\left(v = \frac{\Delta S}{D} \right)$$

1- для камеры сгорания по схеме "а"; 2- для камеры сгорания по схеме "б"; 3- для камеры сгорания по схеме "в".

теплового выделения обратимся к рисунку 3, где представлена расчетная индикаторная диаграмма.

Как показали проведенные нами предварительные расчеты и выполненные ранее экспериментальные исследования [1], более 70% всех тепловых потерь в систему охлаждения приходится на участок "y-z". Из этого следует, что с целью уменьшения тепловых потерь из цилиндра, желательно, чтобы отношение площади, формирующей рабочее тело в цилиндре, к его объему было минимальным в районе точки "z".

Найдем зависимость между некоторыми параметрами цикла, основными размерами цилиндра и величиной минимальной удельной поверхности охлаждения рабочего цилиндра.

Обратимся к схеме "а". Из рисунка 3 для точки "z" следует

метр цилиндра $D_1=1$ (при $v_1=1$).

По полученным зависимостям были проведены расчеты, результаты которых представлены на рисунке 2.

Под величиной β_0 понимается отношение β_i/β_1 , где β_i — удельная поверхность охлаждения для i -того соотношения $\Delta S/D$, β_1 — удельная поверхность охлаждения для первого соотношения $\Delta S/D$.

Как видно из приведенных зависимостей, для двигателей с камерой сгорания по схеме "а" минимальные тепловые потери следует ожидать при $v = \frac{\Delta S}{D} = 1$. Для схемы

"б" оптимальная величина v составляет примерно 0,7, а для схемы "в" оптимальная величина v отсутствует, т.е. при любом удалении поршня от верхней мертвой точки (ВМТ) будут увеличиваться тепловые потери в систему охлаждения.

Для определения связи оптимального значения отношения S/D с участком наиболее интенсивного

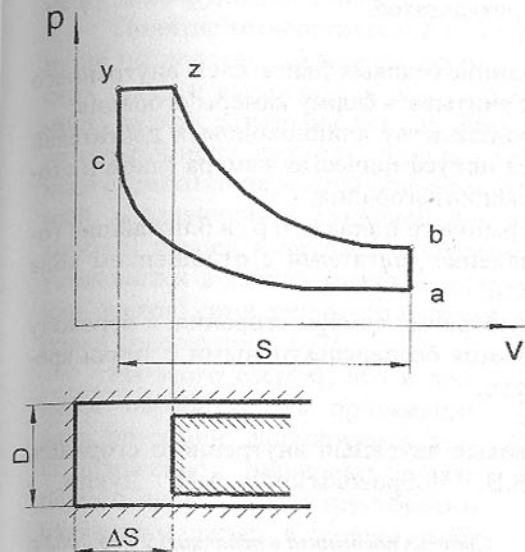


Рис. 3. Расчетная индикаторная диаграмма

Откуда

$$\frac{S}{D} = \frac{(\varepsilon - 1) \cdot v}{\rho} \quad (18)$$

Полученное соотношение справедливо и для схем "б" и "в".

Если принять, что для современных двигателей степень сжатия и степень предварительного расширения имеют следующие значения

$$\varepsilon \approx 15, \quad \rho \approx 2,$$

тогда оптимальные соотношения S/D для двигателей с первой и второй схемами камер сжатия будут

для схемы "а" $v_{\text{опт}}=1$ (рис.2)

$$\frac{S}{D} = \frac{15-1}{2} = 7 \quad (19)$$

для схемы "б" $v_{\text{опт}}=0,7$ (рис.2)

$$\frac{S}{D} = \frac{15-1}{2} \cdot 0,7 = 4,9 \quad (20)$$

У большинства главных судовых крейцкопфных малооборотных двигателей форма камеры сгорания выполняется по схеме "б". Например, для малооборотного двигателя последней модели S80MC-C фирмы MAN B&W отношение S/D составляет 4,0, что фактически подтверждает

правильность изложенных в статье результатов.

Выводы

1. При переходе к производству длинноходовых двигателей внутреннего сгорания, прежде всего, следует учитывать форму камеры сгорания;
2. Наиболее перспективными к производству длинноходовых двигателей являются те, у которых имеется полусферическая камера (либо в сторону поршня, либо в сторону крышки) сгорания;
3. При существующих параметрах рабочего цикла (ϵ и ρ) в ближайшие годы вряд ли стоит ожидать появления двигателей с отношением хода поршня к его диаметру более пяти;
4. Двигатели, имеющие сферическую форму камеры сгорания, к переходу на длинноходовые модели являются бесперспективными с точки зрения повышения их экономичности.

Список литературы: 1. Судовые двигатели внутреннего сгорания. Ю.Я. Фомин, А.И. Горбань, В.В. Добровольский, А.И. Лукин. Судостроение, 1989.- 342 с.

Статья поступила в редакцию 27.05.2002 г.

ВЛИЯНИЕ КОНСТРУКТОРСКИХ И ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ РАЗМЕРНЫХ СВЯЗЕЙ НА УСЛОВИЯ ФОРМИРОВАНИЯ ТОЧНОСТИ РАЗМЕРОВ ПРИ МЕХАНИЧЕСКОЙ ОБРАБОТКЕ

Тока А., Рушика И., Стронча А.
(ТУМ, Кишинев, Молдова)

In the paper we investigate the influence of constructive and technological dimensional links on conditions of formation of the machining accuracy sizes. It is shown, that the formation the sizes from technological locating datum surface demands higher accuracy of the technological sizes, but in this case, the machining allowances are more stable. At the formation the sizes by the means of transitions from technological locating datum surface to adjustment surface, the accuracy sizes is achieved without necessity of increase of an accuracy of the technological sizes, but thus, it is observed a growth of tolerances of the machining allowances and decreasing of the accuracy if some surface will not be machined.

Деталь, подлежащая обработке, характеризуется конструкторскими размерными связями, которые отражают, в конечном счете, ее функциональность. Характер конструкторских размерных связей определяется конструктором, который учитывает технологические особенности станков, но

не в ущерб функциональности.

Понятие технологической размерной цепи определено в /1/ как замкнутая последовательность размеров, служащая для решения технологических задач и выражающая одну и только одну функциональную зависимость между размерами детали. Замыкающим размером технологической размерной цепи, при этом, принимается размер детали, непосредственно в ходе обработки на данной операции не обеспечиваемый и не контролируемый, а являющийся функцией других (составляющих) размеров. Замыкающий размер выступает в качестве заменяемого размера, который не указывается в технологической документации, поскольку заменен одним или несколькими технологическими размерами. Аналогичные формулировки содержатся и в /2/.

Из этого следует, что в процессе обработки, на протяжении ряда операций, формируются технологические размерные связи подчиненные конструкторским размерным связям, в степени необходимой для получения на детали реальных размеров в пределах соответствующих допусков. Недостаточно ясным, при этом, остается механизм формирования технологических размерных цепей, взаимосвязь структур конструкторских и технологических размерных связей, механизм формирования благоприятных условий формирования точности размеров.

Технологические размерные связи отражают технологические возможности станков. В узком смысле, эти технологические возможности сводятся к условиям формирования линейных, круговых и др. расстояний - размеров между образующейся поверхностью и технологической базой или между двумя образующимися поверхностями.

В свою очередь технологические размеры являются звеньями размерной цепи с замыкающим размером - производным конструкторским. Конструкторские размеры со своими атрибутами (номиналами, предельными отклонениями) присутствуют только на рабочем чертеже детали. Идентичные размеры на чертежах заготовки в процессе ее преобразования в готовую деталь являются "производными конструкторскими" и наиболее часто используются в качестве "размеров-целей" или замыкающих размеров, заменяемых технологическими размерами.

Представляет интерес условия формирования точности размеров в

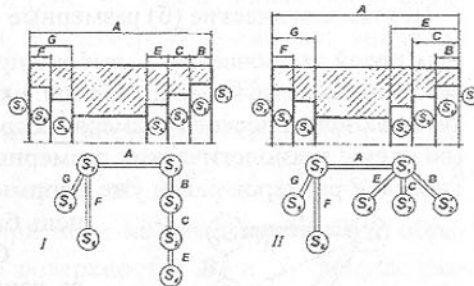


Рис.1. Варианты конструктивных видов детали и соответствующие размерные связи

правильность изложенных в статье результатов.

Выводы

1. При переходе к производству длинноходовых двигателей внутреннего сгорания, прежде всего, следует учитывать форму камеры сгорания;
2. Наиболее перспективными к производству длинноходовых двигателей являются те, у которых имеется полусферическая камера (либо в сторону поршня, либо в сторону крышки) сгорания;
3. При существующих параметрах рабочего цикла (ϵ и ρ) в ближайшие годы вряд ли стоит ожидать появления двигателей с отношением хода поршня к его диаметру более пяти;
4. Двигатели, имеющие сферическую форму камеры сгорания, к переходу на длинноходовые модели являются бесперспективными с точки зрения повышения их экономичности.

Список литературы: 1. Судовые двигатели внутреннего сгорания. Ю.Я. Фомин, А.И. Горбань, В.В. Добровольский, А.И. Лукин. Судостроение, 1989.- 342 с.

Статья поступила в редакцию 27.05.2002 г.

ВЛИЯНИЕ КОНСТРУКТОРСКИХ И ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ РАЗМЕРНЫХ СВЯЗЕЙ НА УСЛОВИЯ ФОРМИРОВАНИЯ ТОЧНОСТИ РАЗМЕРОВ ПРИ МЕХАНИЧЕСКОЙ ОБРАБОТКЕ

Тока А., Рушика И., Стронча А.
(ТУМ, Кишинев, Молдова)

In the paper we investigate the influence of constructive and technological dimensional links on conditions of formation of the machining accuracy sizes. It is shown, that the formation the sizes from technological locating datum surface demands higher accuracy of the technological sizes, but in this case, the machining allowances are more stable. At the formation the sizes by the means of transitions from technological locating datum surface to adjustment surface, the accuracy sizes is achieved without necessity of increase of an accuracy of the technological sizes, but thus, it is observed a growth of tolerances of the machining allowances and decreasing of the accuracy if some surface will not be machined.

Деталь, подлежащая обработке, характеризуется конструкторскими размерными связями, которые отражают, в конечном счете, ее функциональность. Характер конструкторских размерных связей определяется конструктором, который учитывает технологические особенности станков, но

не в ущерб функциональности.

Понятие технологической размерной цепи определено в /1/ как замкнутая последовательность размеров, служащая для решения технологических задач и выражающая одну и только одну функциональную зависимость между размерами детали. Замыкающим размером технологической размерной цепи, при этом, принимается размер детали, непосредственно в ходе обработки на данной операции не обеспечиваемый и не контролируемый, а являющийся функцией других (составляющих) размеров. Замыкающий размер выступает в качестве заменяемого размера, который не указывается в технологической документации, поскольку заменен одним или несколькими технологическими размерами. Аналогичные формулировки содержатся и в /2/.

Из этого следует, что в процессе обработки, на протяжении ряда операций, формируются технологические размерные связи подчиненные конструкторским размерным связям, в степени необходимой для получения на детали реальных размеров в пределах соответствующих допусков. Недостаточно ясным, при этом, остается механизм формирования технологических размерных цепей, взаимосвязь структур конструкторских и технологических размерных связей, механизм формирования благоприятных условий формирования точности размеров.

Технологические размерные связи отражают технологические возможности станков. В узком смысле, эти технологические возможности сводятся к условиям формирования линейных, круговых и др. расстояний - размеров между образующейся поверхностью и технологической базой или между двумя образующимися поверхностями.

В свою очередь технологические размеры являются звеньями размерной цепи с замыкающим размером - производным конструкторским. Конструкторские размеры со своими атрибутами (номиналами, предельными отклонениями) присутствуют только на рабочем чертеже детали. Идентичные размеры на чертежах заготовки в процессе ее преобразования в готовую деталь являются "производными конструкторскими" и наиболее часто используются в качестве "размеров-целей" или замыкающих размеров, заменяемых технологическими размерами.

Представляет интерес условия формирования точности размеров в

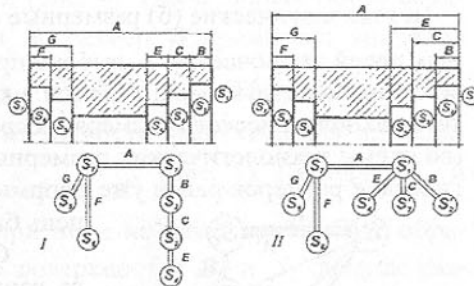


Рис.1. Варианты конструктивных видов детали и соответствующие размерные связи

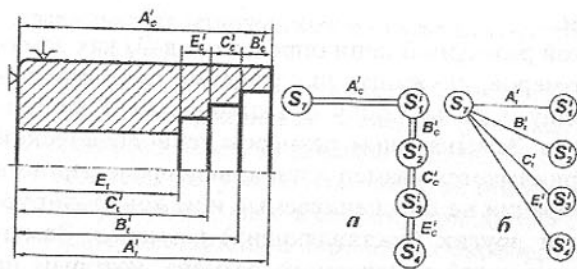


Рис. 2. Формирование размеров от технологической базы: конструкторские (а) и технологические (б) размерные связи

зависимости от структурно-конструкторских и технологических размерных связей.

Рассмотрены примеры обработки деталей с разными конструкторскими размерными связями (рис. 1) с формированием размеров от технологической базы (рис. 2, 8) и от наладочной базы (рис. 6, 12).

Составление размерных цепей заключается в выборе производного конструктивного размера со схемы конструкторских связей в качестве замыкающего; в определении того технологического размера, посредством которого он будет обеспечен (со схемы технологических размерных связей); в выборе прочих технологических размеров ранее уже сформированных для того, что бы размерная цепь был замкнута.

Обработка детали I-го конструктивного варианта (рис. 1) с формированием размеров от технологической базы представлена на рис. 2.

На этапе обработки i производный конструкторский размер A_c^i совпадает со своим технологическим A_i^i , поэтому размерная цепь двухзвенная и технологическая точность станка переносится на без потерь на деталь (рис. 3). Для размера B_c^i (равно как и для размеров C_c^i и E_c^i с идентичными размерными связями) размерная цепь включает три звена (рис. 3). Условия обеспечения точности в допусках ω можно записать в виде:

Рис. 3. Размерные связи при формировании размеров от технологической базы

$$\begin{aligned} \omega_{A_c^i} &\geq \omega_{A_i^i} & \omega_{A_i^i} &\leq \omega_{A_c^i} \\ \omega_{B_c^i} &\geq \omega_{B_i^i} + \omega_{A_i^i} & \omega_{B_i^i} + \omega_{A_i^i} &\leq \omega_{B_c^i} \\ \omega_{C_c^i} &\geq \omega_{C_i^i} + \omega_{B_i^i} & \omega_{C_i^i} + \omega_{B_i^i} &\leq \omega_{C_c^i} \\ \omega_{E_c^i} &\geq \omega_{E_i^i} + \omega_{C_i^i} & \omega_{E_i^i} + \omega_{C_i^i} &\leq \omega_{E_c^i} \end{aligned} \quad (1)$$

Полученные неравенства указывают на необходимость подбора точности $\omega_{A_i^i}$, $\omega_{B_i^i}$, $\omega_{C_i^i}$ и $\omega_{E_i^i}$ технологических размеров A_i^i , B_i^i , C_i^i и E_i^i , а также на то, что для достижения точности производных конструкторских

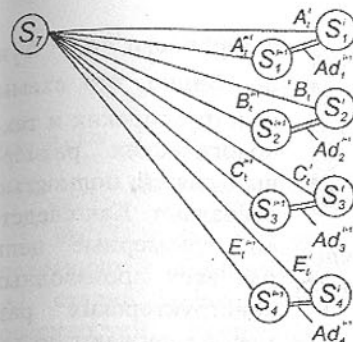


Рис. 4. Размерные связи для припусков Ad

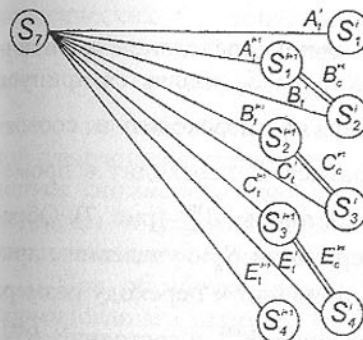


Рис. 5. Размерные связи для "промежуточных" значений размеров

$$\begin{aligned} S_1: \quad \omega_{A_i^{i+1}} &\leq \omega_{A_c^{i+1}} & S_1 \dots S_3: \quad \omega_{C_i^{i+1}} + \omega_{B_i^{i+1}} &\leq \omega_{C_c^{i+1}} \\ \omega_{Ad_1^{i+1}} &= (\omega_{A_i^i} + \omega_{A_i^{i+1}}), & \omega_{Ad_3^{i+1}} &= (\omega_{C_i^i} + \omega_{C_i^{i+1}}) \\ \omega_{B_c^{int}} &= \omega_{A_i^{i+1}} + \omega_{B_i^i} & \omega_{E_c^{int}} &= \omega_{C_i^{i+1}} + \omega_{E_i^i} \\ S_1, S_2: \quad \omega_{B_i^{i+1}} + \omega_{A_i^{i+1}} &\leq \omega_{B_c^{i+1}} & S_1 \dots S_4: \quad \omega_{E_i^{i+1}} + \omega_{C_i^{i+1}} &\leq \omega_{E_c^{i+1}} \\ \omega_{Ad_2^{i+1}} &= (\omega_{B_i^i} + \omega_{B_i^{i+1}}), & \omega_{Ad_4^{i+1}} &= (\omega_{E_i^i} + \omega_{E_i^{i+1}}) \\ \omega_{C_c^{int}} &= \omega_{B_i^{i+1}} + \omega_{C_i^i} \end{aligned}$$

Обработка детали I-го конструктивного варианта (рис. 1) с формированием размеров от наладочной базы представлена на рис. 6. Наладочными базами для размеров B_c , C_c и E_c являются последовательно соответственно

размеров приходится выполнять технологические размеры с большей точностью.

При повторной обработке всех поверхностей на этапе $i+1$ по такой же схеме справедливы будут неравенства вида (1). С обрабатываемых поверхностей S_1 , S_2 , S_3 и S_4 удаляются припуски с допусками, определяемыми точностью формирования одного и того же технологического размера на двух последовательных этапах (рис. 4). После обработки поверхности S_1 размер B_c принимает значение

B_c^{int} с допуском $\omega_{B_c^{int}} = \omega_{A_i^{i+1}} + \omega_{B_i^i}$. Видно, что точность увеличивается на величину $\omega_{A_i^i} - \omega_{A_i^{i+1}}$ (рис. 5). Размеры C_c и E_c , при этом не изменяются. При обработке поверхностей S_1 и S_2 допуск размера B_c^{i+1} принимает значение

$\omega_{B_c^{i+1}} = \omega_{A_i^{i+1}} + \omega_{B_i^{i+1}}$ и несколько улучшается точность размера C_c -

$\omega_{C_c^{int}} = \omega_{B_i^{i+1}} + \omega_{C_i^i}$. В итоге, при последовательной обработке поверхностей получим:

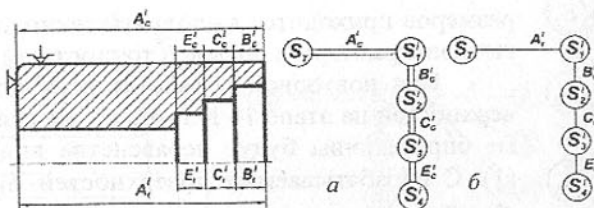


Рис. 6. Формирование размеров от наладочной базы: конструкторские (а) и технологические (б) размерные связи

поверхности S_1, S_2 и S_3 . Видно, что схемы конструкторских и технологических размерных связей полностью совпадают. Как следствие, размерные цепи для всех производных конструкторских размеров включают по два звена и технологическая точность станка переносится без потерь на деталь.

$$\omega_{X_c^i} \geq \omega_{X_i^i} \text{ или } \omega_{X_i^i} \leq \omega_{X_c^i}, \quad (2)$$

где $X = A, B, C, E$.

Для этапа обработки $i+1$ по такой же схеме справедливы идентичные (2) неравенства. При обработке поверхности S_1 удаляется припуск

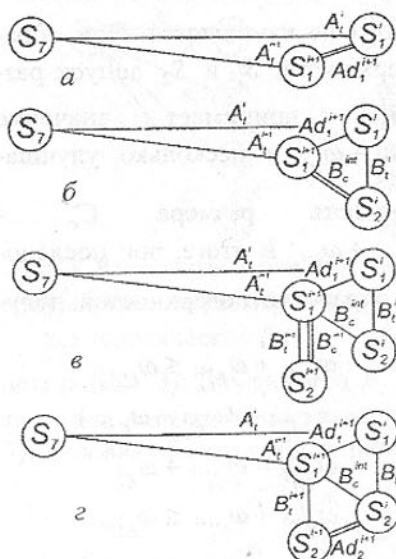


Рис. 7. Размерные связи при формировании размеров от наладочной базы

$$\omega_{C_c^{int}} = \omega_{C_i^i} + (\omega_{B_i^i} + \omega_{B_i^{i+1}}) + (\omega_{A_i^i} + \omega_{A_i^{i+1}}) \quad (3)$$

$$S_1 \dots S_3 : \omega_{C_i^{i+1}} \leq \omega_{C_c^{i+1}}$$

$$\omega_{Ad_3^{i+1}} = (\omega_{C_i^i} + \omega_{C_i^{i+1}}) + (\omega_{B_i^i} + \omega_{B_i^{i+1}}) + (\omega_{A_i^i} + \omega_{A_i^{i+1}})$$

$$\omega_{E_c^{int}} = \omega_{E_i^i} + (\omega_{C_i^i} + \omega_{C_i^{i+1}}) + (\omega_{B_i^i} + \omega_{B_i^{i+1}}) + (\omega_{A_i^i} + \omega_{A_i^{i+1}})$$

$$S_1, \dots, S_4 : \omega_{E_i^{i+1}} \leq \omega_{E_c^{i+1}}$$

$$\omega_{Ad_4^{i+1}} = (\omega_{E_i^i} + \omega_{E_i^{i+1}}) + (\omega_{C_i^i} + \omega_{C_i^{i+1}}) + (\omega_{B_i^i} + \omega_{B_i^{i+1}}) + (\omega_{A_i^i} + \omega_{A_i^{i+1}})$$

Из (3) видно, что при последующей обработке на $i+1$ стадии только части поверхностей происходит ухудшение точности другой части размеров, о чем свидетельствуют значения технологических допусков промежуточных размеров B_c^{int}, C_c^{int} и E_c^{int} . Кроме этого, при обработке каждой следующей поверхности допуск снимаемого припуска растет и условия обработки становятся менее стабильными.

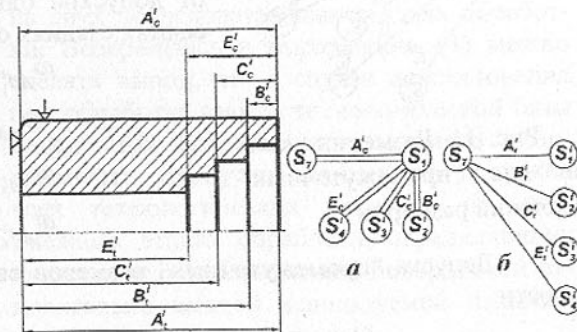


Рис. 8. Формирование размеров от технологической базы: конструкторские (а) и технологические (б) размерные связи

При обработке детали II-го конструктивного варианта (рис. 1) с формированием размеров от технологической базы (рис. 8) формируются размерные связи согласно рис. 9, 10 и 11. Тогда:

$$\omega_{A_i^i} \leq \omega_{A_c^i}$$

$$\omega_{A_i^i} + \omega_{B_i^i} \leq \omega_{B_c^i}$$

$$\omega_{A_i^i} + \omega_{C_i^i} \leq \omega_{C_c^i} \quad (4)$$

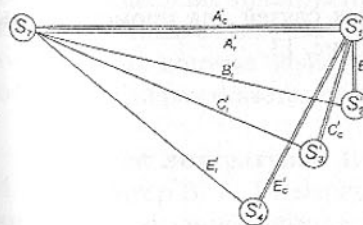


Рис. 9. Размерные связи при формировании размеров от технологической базы

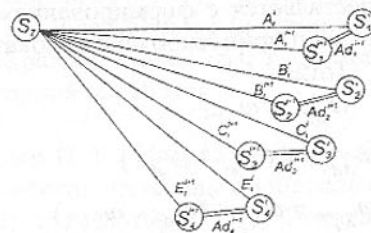


Рис. 10. Размерные связи для припусков

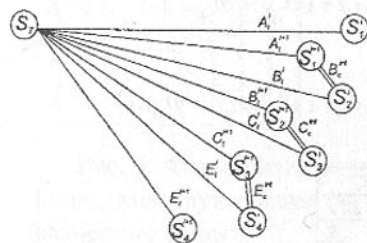


Рис. 11. Размерные связи для "промежуточных" значений размеров

Допуска "промежуточных" размеров свидетельствуют о росте точности:

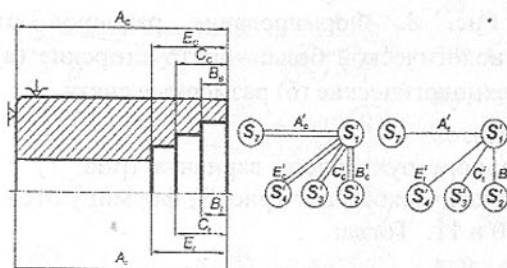


Рис. 12. Формирование размеров от наладочной базы: конструкторские (а) и технологические (б) размерные связи

осуществляется с формированием размерных связей для промежуточных размеров и припусков в виде показанном на рис. 13.

Тогда:

$$S_1: \omega_{A_i^{i+1}} \leq \omega_{A_i^{i+1}}$$

$$\omega_{Ad_1^{i+1}} = (\omega_{A_i^i} + \omega_{A_i^{i+1}})$$

$$\omega_{X_c^{int}} = \omega_{X_i^i} + (\omega_{A_i^i} + \omega_{A_i^{i+1}})$$

$$S_1, S_n: \omega_{X_i^{i+1}} \leq \omega_{X_c^{i+1}}$$

$$\omega_{Ad_n^{i+1}} = (\omega_{X_i^i} + \omega_{X_i^{i+1}}) + (\omega_{A_i^i} + \omega_{A_i^{i+1}}) \quad (6)$$

$$\omega_{A_i^i} + \omega_{E_i^i} \leq \omega_{E_c^i}$$

Вид неравенств (4) справедлив и для последующей обработки на этапе $i+1$. При этом, с поверхностями S_1, S_2, S_3 и S_4 удаляются припуски Ad , допуск которых зависит от допусков одноименных размеров на соседних стадиях обработки:

$$\omega_{Ad_1^{i+1}} = (\omega_{A_i^i} + \omega_{A_i^{i+1}})$$

$$\omega_{Ad_2^{i+1}} = (\omega_{B_i^i} + \omega_{B_i^{i+1}}) \quad (5)$$

$$\omega_{Ad_3^{i+1}} = (\omega_{C_i^i} + \omega_{C_i^{i+1}})$$

$$\omega_{Ad_4^{i+1}} = (\omega_{E_i^i} + \omega_{E_i^{i+1}})$$

$$\omega_{B_c^{int}} = (\omega_{B_i^i} + \omega_{A_i^{i+1}})$$

$$\omega_{C_c^{int}} = (\omega_{C_i^i} + \omega_{B_i^{i+1}})$$

$$\omega_{E_c^{int}} = (\omega_{E_i^i} + \omega_{C_i^{i+1}})$$

Вариант обработки детали

II-го конструктивного варианта (рис. 1) с формированием размеров от наладочной базы представлен на рис. 12.

Размерные связи двухзвенные и тогда пригодны неравенства (2). Обработка на $i+1$ стадии в идентичных условиях

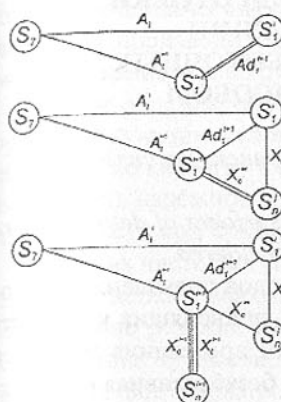


Рис. 13. Размерные связи при формировании размеров от наладочной базы ($X = B, C, E$)

Из (6) следует, что допуск припуска удаляемого с поверхности определяется допусками соответствующего технологического размера на двух последовательных стадиях обработки и допусками размера между технологической базой и наладочной базой на двух последовательных стадиях обработки. Возвращаясь к выражениям (3) можно сделать вывод, что в случае использования при обработке взамен технологической базы наладочных баз, допуск удаляемого с поверхности припуска зависит от допусков всех технологических размеров на двух смежных этапах обработки, определяющих положение обрабатываемой поверхности относительно каждой используемой наладочной базы до технологической.

Выводы:

Наиболее благоприятны схемы обработки, когда технологические размерные связи совпадают с конструкторскими как с точки зрения точности технологических размеров, так и с точки зрения стабильности припусков.

Схемы обработки с формированием размеров от технологической базы характеризуются неблагоприятными условиями формирования точности производных конструкторских размеров так как точность технологических размеров выше точности конструкторских размеров, но более стабильными припусками.

Схемы обработки с заменой технологической базы наладочными базами характеризуются благоприятными условиями формирования точности производных конструкторских размеров, поскольку размерные связи включают только по два элемента, но нестабильными припусками, поскольку их допуски зависят от многократной смены баз, и снижением точности если разрывается цепочка повторной обработки.

Список литературы: 1. Фридендер И. Г., Иванов В. А., Барсуков М. В., Слущер В. А. Размерный анализ технологических процессов обработки. – Л.: Машиностроение, 1987. – 141 с., 2. Матвеев В. В., Тверской М. М., Бойков Ф. И. Размерный анализ технологических процессов. – М.: Машиностроение, 1982. – 264 с.

Статья поступила в редакцию 29.05.2002 г.

ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ АСПЕКТЫ ПОДГОТОВКИ ПОВЕРХНОСТЕЙ ДЕТАЛЕЙ МАШИН ПОД НАНЕСЕНИЕ МЯГКИХ ПРИРАБОТОЧНЫХ ПЛЁНОК ФРИКЦИОННЫМ СПОСОБОМ

Тотай А. В., Нагоркина В. В. (БГТУ, г. Брянск, Россия)

The questions of shaping the parameters of quality of surfaces of details before finishing antifriction treatment without abrasive are considered.

Известно [1], что одним из эффективных методов повышения триботехнических свойств поверхностей деталей машин, приводящих к отсутствию задиrow и к созданию благоприятных условий протекания процесса приработки, является финишная антифрикционная безабразивная обработка (ФАБО). В процессе её реализации на обрабатываемую поверхность наносятся тонкие пленки из мягких медесодержащих материалов (медь, латунь, бронза и др.).

В ряде исследований установлено, что в зоне контакта "фрикционный стержень – обрабатываемая поверхность" должен иметь место процесс микрорезания, т.к. образующиеся при этом микрочастицы материала стержня впоследствии дисперсируются и служат "поставщиками" кластеров и мицелл, осаждающихся на подготовленной поверхности. В процессе ФАБО для повышения адгезии необходим процесс активации глицерином, который для стальной поверхности является окислителем, а для фрикционного стержня – пластификатором. Толщина получаемой при этом плёнки составляет (0.2...0.6) мкм. Условие для протекания микрорезания в процессе ФАБО определяется известным соотношением И. В. Крагельского:

$$\frac{R_{\max}}{\bar{\rho}} \geq 0,5 \left(1 - \frac{2\tau_0}{\sigma_T} \right). \quad (1)$$

Здесь R_{\max} , $\bar{\rho}$ – максимальная высота шероховатости и средний радиус вершины микронеровностей поверхности, обработанной под ФАБО; τ_0 – сдвиговая прочность адгезионной связи материалов фрикционного стержня и обрабатываемой поверхности в процессе ФАБО; σ_T – предел текучести материала наносимой пленки (фрикционного стержня).

С целью повышения износостойкости пары трения-скольжения в условиях эксплуатации необходимо, чтобы параметры шероховатости более твердого трибоэлемента исключали возникновение процесса микрорезания, т. е. не удовлетворяли условию (1). Этому может способствовать окончательная обработка поверхности с нанесенной прирабочной плёнкой одним из методов ППД (накатывание, алмазное выглаживание), способствующих созданию благоприятного микрорельефа поверхности и вы-

соких триботехнических характеристик. Процессы ФАБО и ППД с целью повышения производительности можно совместить путём использования комбинированного инструмента.

Таким образом, обработка поверхности перед ФАБО должна удовлетворять следующим условиям: 1) обеспечивать точностные требования и требования по качеству к поверхностному слою обрабатываемой детали; 2) обеспечивать надёжное выполнение условия (1). Исходя из этого, обработка поверхности под ФАБО должна быть чистой.

Анализ чистовых методов обработки наружных цилиндрических поверхностей деталей высокой твердости позволяет отдать предпочтение тонкому точению резцами из сверхтвёрдых поликристаллических материалов, как обладающему высокой производительностью и имеющему преимущества (отсутствие шаржирования поверхности) и более широкие технологические возможности по сравнению с абразивными методами обработки.

В связи с этим исследовался процесс тонкого точения эльбором-Р с позиций надёжности технологического обеспечения формируемых параметров шероховатости в регламентируемых пределах их варьирования. Образцы изготавливались из стали 45, подвергались объёмной закалке до HRC 48...50 и имели диаметр 50 мм. В качестве технологических факторов рассматривались: Ra_{np} – шероховатость предварительно обработанной поверхности; режимы тонкого точения (t , S , V); геометрия инструмента (φ , φ_1 , γ , r , $\rho_{кр}$). Параметрическая надёжность рассматриваемой технологической системы (ТС) определялась путем статистической обработки результатов машинных экспериментов (МЭ) над имитационными моделями (ИМ), проводимых по схеме Монте-Карло [2].

В качестве ИМ использовались модели Кобба-Дугласа, как отвечающие физическим аспектам процесса точения, в частности, это невозможность получения отрицательных значений параметров качества Y_i :

$$Y_i = b_0 \sum_{i=1}^k X_i^{\beta_i}, \quad (2)$$

где X_i – аргумент модели, численно равный значению i -того технологического фактора; β_i – коэффициенты модели, являющиеся случайными нормально распределёнными величинами с математическим ожиданием $M\{\beta_i\} = b_i$ и средним квадратическим отклонением $S\{\beta_i\} = S_i$; b_0 – среднее экспериментальное значение параметра качества Y_i по опытам плана; k – количество технологических факторов ($k = 9$). ИМ вида (2) строились по результатам активного эксперимента, проведенного по плану в виде дробной реплики типа 2^{9-5} .

Исследуемая область факторного пространства, аргументы и коэффициенты моделей (2) для некоторых параметров качества даны в таблице.

Таблица – Результаты моделирования формирования параметров шероховатости тонким точением эльбором-Р

| Технологические факторы | | Ra _{np} мкм | t мм | S мм/об | V м/мин | φ° | φ ₁ ° | 90 + γ° | r мм | ρ _{кр} мм | |
|--|--|-------------------------|----------------|----------------|----------------|----------------|------------------|----------------|----------------|-----------------------|--------|
| max (+) | | 3,6 | 0,4 | 0,08 | 80 | 50 | 30 | 100 | 0,8 | 0,08 | |
| min (-) | | 1,3 | 0,1 | 0,02 | 40 | 30 | 10 | 80 | 0,1 | 0,02 | |
| Аргумент модели | | X ₁ | X ₂ | X ₃ | X ₄ | X ₅ | X ₆ | X ₇ | X ₈ | X ₉ | |
| Параметры шероховатости Y _i | Ra, мкм b ₀ = 0,12 | b _i | -0,085 | -0,09 | 0,58 | -0,06 | 0,058 | -0,16 | 0,73 | -0,22 | -0,025 |
| | | S _i | 0,01 | 0,007 | 0,007 | 0,015 | 0,02 | 0,01 | 0,046 | 0,005 | 0,007 |
| | Rp, мкм b ₀ = 0,72 | b _i | 0,13 | -0,003 | 0,82 | -0,2 | -0,13 | -0,04 | 0,77 | -0,29 | -0,15 |
| | | S _i | 0,01 | 0,007 | 0,007 | 0,014 | 0,02 | 0,009 | 0,04 | 0,005 | 0,007 |
| | Rmax, мкм b ₀ = 6,15 | b _i | 0,11 | 0,005 | 0,65 | -0,21 | -0,03 | -0,03 | 0,44 | -0,3 | 0,03 |
| | | S _i | 0,013 | 0,01 | 0,01 | 0,02 | 0,025 | 0,012 | 0,06 | 0,006 | 0,01 |
| | r _{прод} , мкм b ₀ = 5763 | b _i | -0,01 | -0,12 | -0,14 | 0,06 | 0,07 | 0,001 | -0,77 | 0,39 | 0,19 |
| | | S _i | 0,01 | 0,007 | 0,007 | 0,015 | 0,02 | 0,01 | 0,05 | 0,005 | 0,007 |
| | b b ₀ = 0,005 | b _i | -0,005 | -0,016 | -0,82 | 0,35 | 0,005 | -0,002 | 0,02 | 0,26 | -0,015 |
| | | S _i | 0,02 | 0,01 | 0,01 | 0,024 | 0,03 | 0,015 | 0,08 | 0,01 | 0,01 |
| | v b ₀ = 2,28 | b _i | 0,14 | -0,04 | 0,17 | -0,2 | -0,11 | 0,05 | 0,22 | -0,025 | -0,003 |
| | | S _i | 0,007 | 0,005 | 0,005 | 0,01 | 0,013 | 0,006 | 0,03 | 0,003 | 0,005 |

Для выявления наиболее значимых технологических факторов использовался анализ Парето по коэффициентам b'_i модели (2), рассчитанным для кодированных значений (+1, -1) аргументов X_i (рис. 1). Визуальный анализ диаграмм позволяет предположить убывание степени влияния технологических факторов по закону, близкому к экспоненциальному. С помощью диаграмм Парето выявлены факторы группы А ($\sum b'_i = 75\%$), которые предпочтительнее использовать для управления параметрами шероховатости. Это факторы: S, r, φ, γ – для параметра Ra ; S, γ – для параметра R_{max} ; $S, r, \rho_{кр}$ – для параметра Rp ; $r, \rho_{кр}, S, \gamma$ – для продольного радиуса микронеровностей $r_{прод}$, который входит в условие (1) ($\bar{\rho} = r_{прод}$). Влияние остальных технологических факторов выражено значительно слабее и относится к группам В ($\sum b'_i = (75 - 95)\%$) и С ($\sum b'_i = (95 - 100)\%$).

Для выполнения условия (1) необходимо технологически обеспечить параметры шероховатости R_{max} и $r_{прод}$, т.е. имеем двухпараметрическую систему показателей качества, каждый из которых регламентируется интервальными оценками вида

$$Y_i \in (\bar{Y}_i \pm \delta \bar{Y}_i). \quad (3)$$

Здесь Y_i – номинальное значение i -того параметра; δ – его допустимое относительное отклонение от номинального значения, обусловленное вероятностным характером формирования параметров шероховатости.

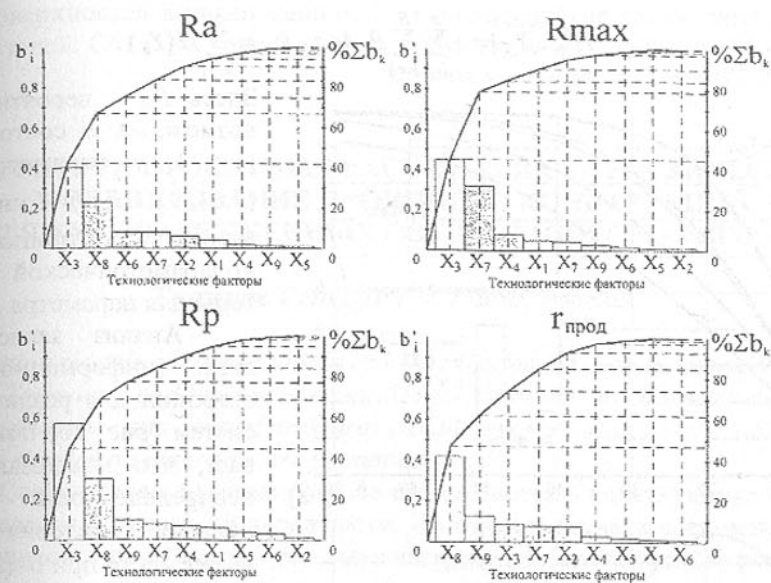


Рис. 1. Диаграммы Парето влияния технологических факторов тонкого точения эльбором-Р на формирование параметров шероховатости: $X_1 \rightarrow Ra_{np}$; $X_2 \rightarrow t$; $X_3 \rightarrow S$; $X_4 \rightarrow V$; $X_5 \rightarrow \varphi$; $X_6 \rightarrow \varphi_1$; $X_7 \rightarrow \gamma$; $X_8 \rightarrow r$; $X_9 \rightarrow \rho_{кр}$

Вероятность p выполнения задания, удовлетворяющее условию (3), определяет параметрическую надёжность ТС тонкого точения эльбором-Р:

$$P = p(Y_i \in (\bar{Y}_i \pm \delta \bar{Y}_i)) \quad (4)$$

Параметрическая надёжность исследуемой ТС (рис. 2) различна для различных параметров шероховатости: например, в центре факторной области при $\delta = 0,3$ она находится в пределах от 0,57 (b) до 0,95 (v). Параметры R_{max} и r ($R_{max} = 2,88$ мкм; $r_{прод} = 0,22$ мм) при $\delta = 0,3$ обеспечиваются в этих условиях с надёжностью 0,7 и 0,81, соответственно. С надёжностью $P = 0,9$ указанные значения параметров R_{max} и $r_{прод}$ обеспечиваются при значениях 0,5 и 0,38, соответственно. В итоге для каждого из параметров (R_{max} и $r_{прод}$) возможны два случая: условие (3) соблюдается с вероятностью P , зависящей от δ , и не соблюдается с вероятностью $(1 - P)$. Тогда рассматриваемая двухпараметрическая система будет иметь 4 возможных состояния. Зависимость параметрической надёжности от величины δ обуславливает и различную неопределенность системы показателей R_{max} и $r_{прод}$, которая может быть оценена информационной энтропией, определяемой для многопараметрических систем выражением (5):

$$H(\overline{Y_1, Y_S}) = - \sum_{i=1}^n \sum_{k=1}^S P_{ik} \log_2 P_{ik} = \sum_{k=1}^S H(Y_k). \quad (5)$$

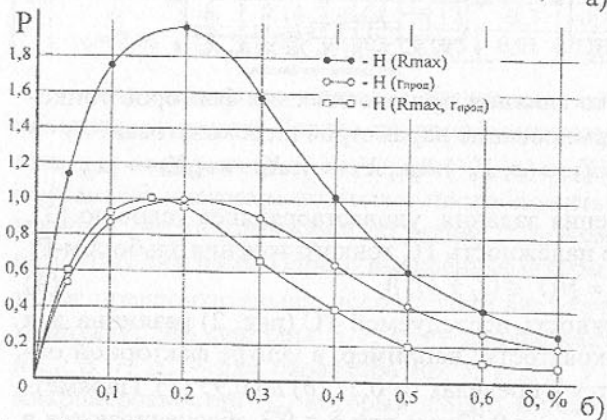
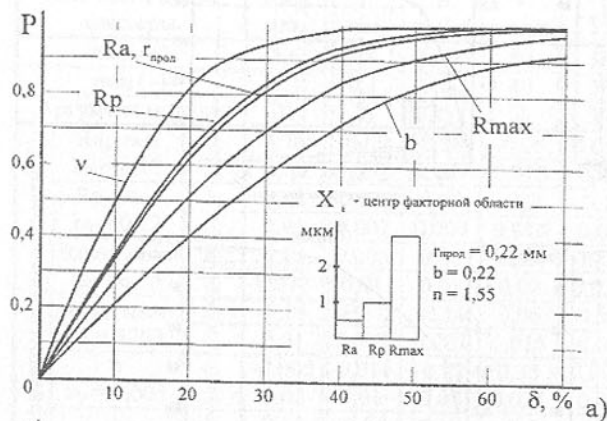


Рис. 2. Надёжность технологического обеспечения параметров шероховатости (а) и информационные энтропии для систем параметров (R_{max}), (r_{prod}), (R_{max}, r_{prod}) в зависимости от δ (б)

вий обработки в ТС подготовки поверхностей под ФАБО следует выбирать при тонком точении элбором-Р значения $\delta > 0,2$. Увеличение ограничивается величиной, обеспечивающей безусловное выполнение условия (1).

Список литературы: 1. Гаркунов Д. Н. Триботехника: Учебник для студентов вузов. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1989. – 328 с.; 2. Фёдоров В. П. Надёжность технологического управления качест-

Здесь P_{ik} – вероятности возможных n состояний ($i = 1, n$) параметра Y_k ($k = 1, S$); $H(Y_k)$ – информационная энтропия однопараметрической системы для параметра Y_k .

Анализ зависимостей информационной энтропии для различных систем (рис. 2б) показывает, что максимальная неопределённость выполнения условия (3) имеет место при $\delta = (0,15 - 0,2)$.

Неопределённость снижается при уменьшении более интенсивно, чем при увеличении. Снижение энтропии в первом случае соответствует уменьшению, а во втором – увеличению надёжности выполнения условия (3). Следовательно, с целью более надёжного обеспечения условия (3) и снижения неопределённости на стадиях проектирования усло-

вом поверхностей деталей машин. // Технологическое управление качеством деталей: Сб. науч. трудов – Киев: АТМ Украины, 1988. – с.114 - 123. Статья поступила в редакцию 29.05.2002 г.

СТРУКТУРА ПРОЕКТНЫХ РАСЧЕТОВ И СТАТИСТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЧНОСТИ КОНСТРУКЦИЙ ТЯЖЕЛОНАГРУЖЕННЫХ СОЕДИНЕНИЙ С НАТЯГОМ

Тютиков Г.Ф. (ПГУ, г. Пенза, Россия)

Evaluation models of carrier ability of heavy loaded joints with interference are given. Technique and limiting inequalities for deformation character determining, interference and contact pressures calculation formulas, carrier ability statistical simulation algorithm are presented.

Соединения с натягом широко применяются в конструкциях машин, обуславливая степень их надёжности. Во многих случаях соединения эксплуатируются при тяжелых режимах нагружения (инструмент буровых долот, колесные пары подвижного состава железных дорог и т.д.), что определяет высокие требования к их прочности. Наиболее технологичным приемом повышения несущей способности соединений является увеличение монтажного контактного давления за счет увеличения натяга, что приводит к появлению зон пластически деформированного металла в охватываемой и охватывающей деталях. Ограничение деформации сопрягаемых деталей только упругой зоной приводит к существенному сужению зоны допустимых натягов ($N_{max} - N_{min}$) и, следовательно, к увеличению стоимости соединений, а также к неполному использованию несущей способности их конструкции.

Установлено [1], что для тяжело нагруженных соединений следует различать девять возможных напряженно-деформированных состояний, приведенных в табл. 1.

Для того, чтобы на стадии проектирования определить характер деформирования соединения, следует сравнить контактное давление (p), задаваемое конструктором на поверхности соединений из условия обеспечения его запаса прочности с предельными уровнями давлений p^I и p^{II} для охватывающей и охватываемой деталей. Уровень p^I определяет значение давления, превышение которого приводит к появлению кольцевой зоны пластически деформированного металла в охватывающей детали, примыкающей к поверхности контакта, в охватываемой – к поверхности центрального отверстия. Уровень p^{II} задает значение контактного давления, при котором кольцевая зона пластически деформированного металла охва-

тывает все сечение детали.

Таблица 1 – Виды напряженных состояний соединений

| № | напряженное состояние деталей | |
|----|-------------------------------|---------------------|
| | охватывающей | охватываемой |
| 1. | упругое | упругое |
| 2. | упругое | упруго-пластическое |
| 3. | упругое | пластическое |
| 4. | упруго-пластическое | упругое |
| 5. | упруго-пластическое | упруго-пластическое |
| 6. | упруго-пластическое | пластическое |
| 7. | пластическое | упругое |
| 8. | пластическое | упруго-пластическое |
| 9. | пластическое | пластическое |

Для охватывающей детали (индекс "а")

$$p_a^I = 0,55\sigma_{Ta} \frac{1 - R^2/b^2}{1 - 0,5f_{oc} \ln b/R}; p_a^{II} = 0,55\sigma_{Ta} \frac{2\lambda_a \ln b/R + (1 - \lambda_a)(b^2/R^2 - 1)}{1 - 0,5f_{oc} \ln b/R}$$

для охватываемой детали (индекс "в")

$$p_b^I = 0,55\sigma_{Tb} \frac{1 - a^2/R^2}{1 + 0,5f_{oc} \ln R/a}; p_b^{II} = 0,55\sigma_{Tb} \frac{2\lambda_b \ln R/a + (1 - \lambda_b)(R^2/a^2 - 1)}{1 + 0,5f_{oc} \ln R/a}$$

где a, b, R – радиусы внутреннего отверстия охватываемой детали, наружный охватывающей и поверхности сопряжения соответственно; σ_{Ta}, σ_{Tb} – пределы текучести материалов охватывающей и охватываемой деталей; λ_a, λ_b – параметры, характеризующие упрочнение материалов деталей за пределами текучести; f_{oc} – коэффициент трения на поверхности соединения.

В табл. 2 приведены полученные расчетные зависимости по определению величин натягов для наиболее часто встречающихся деформированных состояний соединений.

В табл. 2 приняты следующие обозначения: μ – коэффициент Пуассона; r_T – радиус текучести, разделяющий кольцевые зоны упругой и пластической деформации в деталях соединения.

Представленная методика расчетов позволяет определить величину натяга по заданному значению контактного давления. Достаточно часто требуется решение обратной задачи проектирования, т.е. определения контактного давления по заданной величине натяга. Такая постановка задачи возникает при разрешении многих ситуаций, связанных с изготовлением и эксплуатацией соединений. При расчетах в упругой области такая постановка задачи не заслуживает внимания, т.к. равенство (1) из табл. 2 легко

трансформировать для расчета давления по заданному натягу. При упруго-пластическом деформировании деталей этот подход приводит к необходимости получения явных решений из трансцендентных уравнений.

Таблица 2 – Расчетные формулы для определения натягов в соединениях

| № пп | Соотношения между давлениями | Расчетные формулы для определения натягов | Выражения для коэффициентов, входящих в формулы для определения натягов |
|------|---|--|---|
| 1. | $p \leq p_a^I;$ $p \leq p_b^I$ | $N = 2pR \left(\frac{C_a}{E_a} + \frac{C_b}{E_b} \right)$ | $C_a = \left(\frac{1 + R^2/b^2}{1 - R^2/b^2} + \mu_a \right) (1 + \mu_a);$ C_b по п. 2 |
| 2. | $p_a^I < p \leq p_a^{II};$ $p \leq p_b^I$ | $N = 2pR \left(\frac{C_a^I}{E_a} + \frac{C_b}{E_b} \right)$ | $C_a^I = 3 \left[1,1 \frac{\sigma_{Ta} r_{Ta}^2}{p R^2} - \frac{1}{1 - \lambda_a (1 - R^2/b^2)} \right] (1 - \mu_a)$ $C_b = \left(\frac{1 + a^2/R^2}{1 - a^2/R^2} - \mu_b \right) (1 + \mu_b)$ |
| 3. | $p \leq p_a^I;$ $p_b^I < p \leq p_b^{II}$ | $N = 2pR \left(\frac{C_a}{E_a} + \frac{C_b^I}{E_b} \right)$ | $C_b^I = 0,55 \frac{\sigma_{Tb} r_{Tb}^2}{p R^2} + 1,5$ C_a – по п. 1 |
| 4. | $p_a^I < p \leq p_a^{II};$ $p_b^I < p \leq p_b^{II}$ | $N = 2pR \left(\frac{C_a^I}{E_a} + \frac{C_b^I}{E_b} \right)$ | C_a^I – по п. 2 C_b^I – по п. 3 |

Таким образом, разработка методики расчета контактного давления по заданной величине натяга, является задачей, требующей самостоятельного решения.

В табл. 3 приведены полученные формулы для определения контактного давления по заданной величине натяга для случаев, когда хотя бы одна из деталей соединения деформируется упруго-пластически.

В табл. 3 для сокращения приняты следующие обозначения:

$$M_2 = \psi + 5,1 \frac{\lambda_b^2 (1 - a^2/R^2)}{e_b \cdot h_2 \cdot p_b^I}; \varphi = \psi^2 - 16,4 \frac{\lambda_b^2}{e_b} (1,6\lambda_b - 1);$$

Таблица 3 – Сводка формул для расчета давлений по заданному натягу

| № п/п | Вид деформированного состояния | Формула расчета давления |
|-------|---|--|
| 1. | Охватываемая деталь деформируется упруго, охватываемая – упруго-пластически | $p = \frac{-M_2 - \sqrt{M_2^2 - \varphi_2}}{h_2 \cdot H_1};$ |
| 2. | Охватываемая деталь деформируется упруго-пластически, охватываемая – упруго | $p = \frac{-M_4 + \sqrt{M_4^2 - \varphi_4}}{h_4 \cdot H_1};$ |
| 3. | Обе детали соединения деформируются упруго-пластически | $p = \frac{-M_5 + \sqrt{M_5^2 - \varphi_5}}{h_5 \cdot H_1}$ |

$$\psi = \frac{N \cdot e_b \cdot R}{2,2a^2 \cdot \varepsilon_{Tb}} + 1,6\lambda_b + e_b - 5,2 \frac{\lambda_b^2}{e_b};$$

$$h_2 = \frac{1 - a^2/R^2}{p_b'} - \frac{e_b}{1,1 \cdot \varepsilon_{Tb}} \frac{R^2}{a^2} \left(\frac{C_a}{E_a} + \frac{C_b}{E_b} \right); e_b = a^2/R^2 + 1,6\lambda_b - 1;$$

в п. 2
$$M_4 = 1,6\lambda_a + 0,5\bar{N} + 5,2 \frac{\lambda_a^2 C_b}{E_b \cdot \varepsilon_{Ta} \cdot h_4}; \bar{N} = \frac{N e_a}{R \cdot \varepsilon_{Ta}};$$

$$\varphi_4 = (1,6\lambda_a + 0,5\bar{N})^2 - 5,2 \frac{\lambda_a^2 \bar{N}}{e_a}; h_4 = \frac{1 - R^2/b^2}{p_a'} - \frac{e_a C_b}{E_b \cdot \varepsilon_{Ta}}$$

в п. 3
$$M_5 = 1,6\lambda_a - 0,5\bar{N} + 9,3 \frac{\lambda_a^2}{m_b \cdot E_b \cdot \varepsilon_{Ta} \cdot h_5}; m_b = 1,1 \frac{R^2}{a^2} - 1;$$

$$\varphi_5 = (0,5\bar{N} + 1,6\lambda_a)^2 - 4,7\lambda_a^2 \frac{\bar{N}}{e_a}; h_5 = \frac{1 - R^2/b^2}{p_a'} - 1,8 \frac{e_a}{m_b \cdot \varepsilon_{Ta} \cdot E_b};$$

Индексы (2), (4), (5) в обозначениях показывают, что формулы справедливы для соответствующего варианта деформированного состояния из табл. 1.

В приведенных выражениях E_a и E_b – модули упругости; ε_{Ta} , ε_{Tb} – деформации, соответствующие пределам текучести материалов деталей.

В знаменатель формул для определения давления (табл. 3, графа 3) в качестве множителя входит коэффициент H_1 , который по аналогии с расчетами в упругой области учитывает неравномерность распределения контактного давления по длине соединения [1].

Экспериментальная проверка степени достоверности разработанной методики проектных расчетов проводилась косвенно, путем оценки оста-

точных радиальных перемещений охватываемой детали от величины натяга при упруго-пластическом деформировании.

На рис. 1 представлены графические зависимости остаточной относительной радиальной деформации ($\Delta D/D$) от величины относительного натяга в соединении (N/D), полученные путем расчета и путем непосредственных измерений после сборки (и последующей разборки). Поведение графических зависимостей свидетельствует, что максимальное расхождение результатов наблюдается в области больших натягов посадки и составляет $\approx 12\%$. В целом кривые достаточно хорошо совпадают, что говорит о приемлемой достоверности разработанной методики расчета.

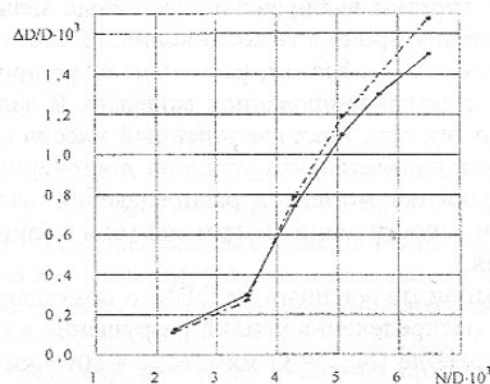


Рис. 1. Графические зависимости (— экспериментальная; --- теоретическая)

К недостаткам проектных расчетов по оценке несущей способности соединений, основанных на детерминированных моделях прочности следует отнести тот факт, что они не учитывают вероятностную природу разрушения соединения при эксплуатации. Несущая способность соединений определяется размерами сопрягаемых деталей, механическими характеристиками их материалов, а также состоянием контактных поверхностей, интегрально характеризуемого величиной коэффициента трения. Указанные параметры не имеют строго определенного значения для каждого конкретного случая проектирования, а изменяются в соответствии с законами рассеивания, свойственными их статистической природе. Предложенный алгоритм статистического моделирования многофакторного процесса формирования прочности соединений направлен на решение задачи аналитического определения на стадии проектирования статистических характеристик и диаграммы рассеивания значений усилий их разрушения.

Решение данной задачи осуществляется с использованием метода Монте-Карло, который в данном случае применяется как аппарат модели-

рования вероятностной ситуации образования прочности соединения с учетом статистических характеристик и законов рассеивания параметров, определяющих эту прочность. Алгоритм моделирования включает блок ввода статистических характеристик параметров, определяющих прочность соединений, последующий блок выбора генератора случайных чисел, который должен соответствовать статистическому закону рассеивания параметра, случайное значение которого выбирается. Выбранное генератором случайное значение параметра проверяется в дальнейшем на принадлежность заданному интервалу рассеивания этого параметра. При соответствии заданному интервалу случайное значение параметра запоминается. Аналогичным образом выбираются случайные значения других параметров, определяющих прочность соединения. После того как все параметры выбраны случайным образом, рассчитывается прочность соединения в соответствии с детерминированной моделью. В дальнейшем процедура повторяется до тех пор, пока накопленный массив случайных значений прочности будет удовлетворять условию достоверности. В дальнейшем производится оценка моментов распределения массива случайных значений прочности и построение диаграммы (или полигона) статистического распределения.

На рис. 2 показан полученный на ЭВМ с помощью предложенного алгоритма полигон распределения усилий разрушения в осевом направлении соединения $\varnothing 50H8/u8$ ($N_{\min} = 31$ мкм, $N_{\max} = 109$ мкм), детали которого изготовлены из стали 45. Наружный диаметр охватываемой детали $d_2 = 100$ мм, диаметр центрального отверстия охватываемой детали $d_1 = 20$ мм; длина соединения $l = 20$ мм. Детали соединения при сборке деформируются упруго.

В соответствии с полученным полигоном следует ожидать изменения прочности соединения на осевой сдвиг в пределах от 3,1 до 76,2 кН. Распределение удовлетворительно описывается кривой нормального распределения. При этом отмечается ее левостороннее смещение, что показывает наибольшую вероятность появления прочности со стороны минимальных значений. Это, видимо, обусловлено характером рассеивания механических свойств материала и коэффициента контактного трения. Экспериментальные данные, полученные в одной из лабораторий дизелестроения, с 97% вероятностью укладываются в области, ограниченной полученным полигоном.

Пунктирными линиями на рис. 2, параллельными оси ординат, обозначена область рассеивания усилия разрушения в зависимости от колебания натяга. Рассеивание происходит в пределах от 18,3 до 54,2 кН. При этом минимальное значение несущей способности, рассчитанное традиционным способом, в значительной степени отличается от значения, рассчи-

танного статистическим путем. Это указывает на вероятность появления брака в соединениях, величина которого может составлять по данному примеру около 17%. Полученный полигон распределения позволяет составить представление о коэффициенте запаса прочности. По данному примеру коэффициент запаса должен превышать значение 1,2.

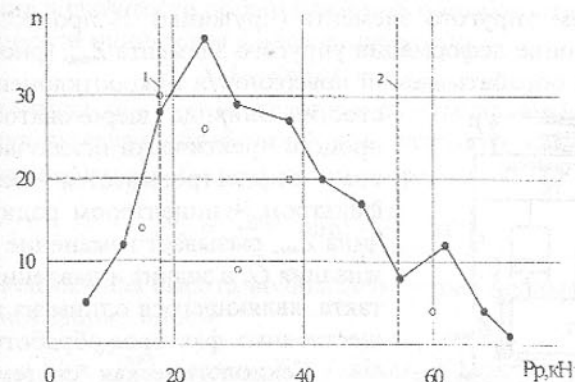


Рис. 2. Полигон распределения статистических (-), расчетных (---) и экспериментальных (o) значений усилий распрессовки соединений с натягом; 1 и 2 – границы минимальных и максимальных значений

Внедрение в практику проектных расчетов предложенной методики позволяет повысить достоверность прогнозирования несущей способности тяжело нагруженных соединений и в ряде случаев отказаться от их экспериментальной проверки.

Список литературы: 1. Тютиков Г.Ф. Контактное давление в соединениях с натягом за пределом упругости металлов. Ж. Технология металлов №3, 2002, с. 17..21.

Статья поступила в редакцию 31.05.2002 г.

ВЛИЯНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ИНСТРУМЕНТА УПРУГОГО ДЕЙСТВИЯ НА СТАБИЛЬНОСТЬ ПРОЦЕССА АЛМАЗНОГО ВЫГЛАЖИВАНИЯ ПЛОСКИХ ПОВЕРХНОСТЕЙ ДЕТАЛЕЙ МАШИН

Федоров В.П., Нагоркин М.Н. (БГТУ, г. Брянск, Россия)

The questions of influence of dynamic features of instruments of springy action upon process diamond burnishing of flat surfaces of details of machines are con-

sidered.

Под стабильностью процесса алмазного выглаживания (АВ) будем понимать в данном случае наличие постоянного контакта индентора с обрабатываемой поверхностью. При существующих схемах АВ сила воздействия индентора на обрабатываемую поверхность определяется предварительным сжатием упругого элемента (пружины). В процессе обработки возникает изменение деформации упругого элемента $Z_{\text{вых}}$ (рис. 1) в результате наличия на обрабатываемой поверхности макроотклонений и волни-

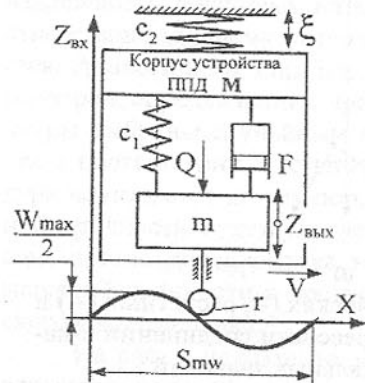


Рис. 1. Динамическая модель алмазного выглаживания устройством упругого действия

"оборудование – корпус выглаживателя". Учитывая, что $c_1 \ll c_2$, можно с определённой погрешностью принять допущение, что $c_2 = \infty$, $\xi = 0$, $c_1 = c$.

Исходя из динамических свойств выглаживающего устройства удобно рассматривать отдельно влияние макроотклонений и волнистости на вариацию фактора Q . Причём, влияние макроотклонений следует рассматривать как квазистатический процесс, а влияние волнистости как динамический. Тогда в случае наличия макроотклонений на обрабатываемой поверхности сила выглаживания $Q = Q_0 + \Delta Q$, где $Q_0 = c \cdot Z_0$ – номинальная сила выглаживания при жёсткости упругого элемента c и его предварительном деформировании Z_0 ; $\Delta Q = c \cdot \Delta Z$ – приращение силы Q за счёт отклонения фактической обрабатываемой поверхности от её номинального положения на величину ΔZ , вызванную макроотклонением.

При исследовании динамических процессов, протекающих в ТС АВ в результате наличия волнистости плоской поверхности, целесообразно рассматривать кибернетическую модель устройства упругого действия, в основе которой лежит передаточная функция $K(p)$ устройства ППД как ди-

намического элемента, связывающая входной и выходной сигналы следующим образом: $Z_{\text{вых}}(p) = K(p) \cdot Z_{\text{вх}}(p)$. Здесь $Z_{\text{вх}}(p)$ – изображение входной величины (волнистость или иной закон отклонения от номинальной плоскости исходной поверхности); $Z_{\text{вых}}(p)$ – изображение выходной величины (колебания индентора выглаживателя); p – оператор Лапласа.

Уравнение волнистости обрабатываемой поверхности в предположении её регулярности принимаем в виде синусоиды:

$$Z_{\text{вх}} = A_0 \cdot \sin(\omega t + \varphi_0) \quad (1)$$

Здесь A_0 – амплитуда, ω – круговая частота; φ_0 – начальный фазовый угол.

Используя скорость обработки V как параметр, связывающий пространственную координату X с временной координатой t ($X = V \cdot t$), имеем

$$Z_{\text{вх}} = \frac{W_{\text{max}}}{2} \cdot \sin\left(\frac{2\pi}{Smw} \cdot X\right), \quad (2)$$

где W_{max} – максимальная высота волны; Smw – шаг волны по средней линии. В векторной форме имеем:

$$\bar{Z}_{\text{вх}}(X) = \frac{W_{\text{max}}}{2} \cdot (\cos \omega_X X + j \cdot \sin \omega_X X) = \frac{W_{\text{max}}}{2} \cdot e^{j\omega_X X}, \quad (3)$$

где $\omega_X = 2\pi/Smw$ – круговая частота волнистости обрабатываемой поверхности; $j = \sqrt{-1}$.

После затухания переходных процессов на выходе системы АВ также возникнет синусоидальный сигнал (4) с той же частотой, что и на входе, но с другой амплитудой и фазой φ :

$$Z_{\text{вых}}(X) = A \cdot \sin\left(\frac{2\pi}{Smw} \cdot X + \varphi\right). \quad (4)$$

В векторной форме данное уравнение представляется в виде

$$\bar{Z}_{\text{вых}}(X) = A \cdot e^{j(\omega_X X + \varphi_{\text{вых}})}, \quad (5)$$

где $\varphi_{\text{вых}}$ – фазовый угол между волнистостью и колебаниями индентора.

Дифференциальное уравнение свободных колебаний подвижной части устройства ППД упругого действия с вертикальной осью имеет вид:

$$m\ddot{Z} = mg - (mg + cZ) - F\dot{Z}, \quad (6)$$

где Z – величина перемещения индентора; F – коэффициент вязкого трения. Произведя ряд преобразований получим:

$$\left(\frac{1}{\omega_0}\right)^2 \cdot \ddot{Z}_{\text{вых}} + \frac{2\chi}{\omega_0} \cdot \dot{Z}_{\text{вых}} + Z_{\text{вых}} = 0. \quad (7)$$

Учитывая, что $2\omega_0 \cdot \chi = 2n = \frac{F}{m}$, $\omega_0^2 = \frac{c}{m}$, получим окончательно

$$\frac{m}{c} \cdot \ddot{Z}_{\text{вых}} + \frac{F}{c} \cdot \dot{Z}_{\text{вых}} + Z_{\text{вых}} = k \cdot Z_{\text{вх}} \quad (8)$$

Здесь ω_0 – собственная частота колебаний подвижной системы устройства ПИД, n – коэффициент вязкого демпфирования, учитывающий наличие силы трения F между подвижными и неподвижными элементами системы

Передаточная функция устройства ПИД упругого действия в соответствии с (8) в комплексной форме имеет вид:

$$K(j\omega) = \frac{k}{-\frac{m}{c} \cdot \omega^2 + \frac{F}{c} \cdot (j\omega) + 1} \quad (9)$$

Практический интерес представляют амплитудно- и фазо-частотные характеристики выглаживающего инструмента, которые являются модулем $K(\omega)$ и фазой $\varphi(\omega)$ передаточной функции (9):

$$K(\omega) = \frac{k}{\sqrt{\left(1 - \omega^2 \cdot \left(\frac{F}{c}\right)^2 + \omega^2 \left(\frac{m}{c}\right)\right)}}, \quad \varphi(\omega) = \arctg \left(-\frac{\omega \cdot \frac{F}{c}}{1 - \omega^2 \cdot \frac{m}{c}} \right) \quad (10)$$

В уравнения (10) явно входят факторы c , m , F , характеризующие динамические характеристики инструмента, и частота ω , которая определяется состоянием предварительно обработанной поверхности (Smw) и режимами обработки (V).

С целью универсализации графических изображений АЧХ и ФЧХ (рис. 2) в рассмотрение вводятся коэффициент демпфирования γ и динамический коэффициент усиления β :

$$\gamma = \frac{F}{F_{кр}} = \frac{F}{2m\omega_0} = \frac{F}{2m\sqrt{\frac{c}{m}}}, \quad \beta = \frac{1}{\sqrt{\left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_0^2}\right)^2 + \left(\frac{2\gamma\omega}{\omega_0}\right)^2}} \quad (11)$$

Анализ кривых АЧХ показывает: если частота вынужденных колебаний $\omega \ll \omega_0$, то коэффициент усиления $\beta \approx 1$; если $\omega \gg \omega_0$, $\beta \approx 0$ независимо от степени демпфирования γ . Это означает, что высокочастотные составляющие неровностей предварительно обработанной поверхности практически не вызывают вынужденных колебаний индентора в системе ПИД с низкими значениями собственной частоты.

При отношении $\omega / \omega_0 \approx 1$, $\beta \rightarrow \infty$. Максимальная величина β имеет

$$\text{место при условии: } \frac{\omega}{\omega_0} = \sqrt{1 - 2\gamma^2}.$$

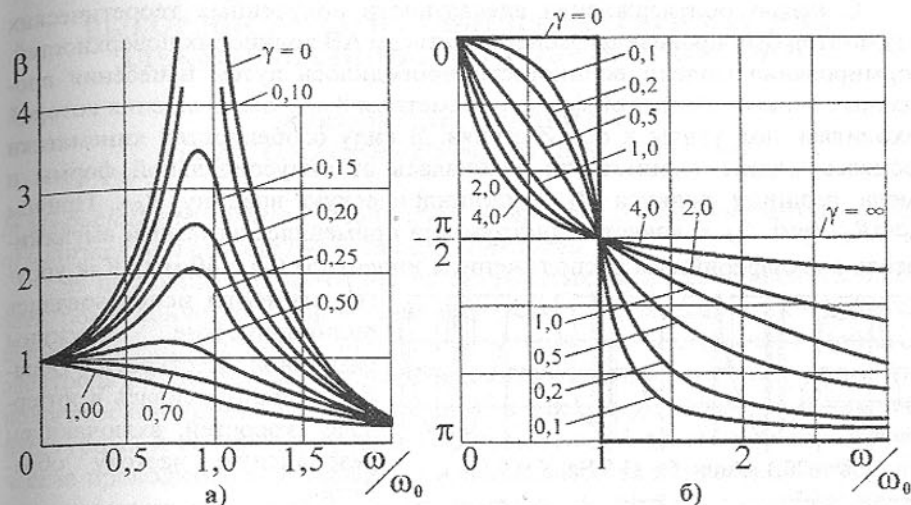


Рис. 2. Амплитудночастотная (а) и фазочастотная (б) характеристики динамической модели устройства ПИД упругого действия

Полученные динамические характеристики устройства ПИД позволяют прогнозировать различные схемы контактирования индентора с обрабатываемой поверхностью, имеющей волнистость: обработка с постоянным контактом индентора с поверхностью, обработка с отскоком с профилем волны; обработка с подбрасыванием (резонансная зона $\omega / \omega_0 \approx 1$).

Стабильность процесса алмазного выглаживания достигается в том случае, когда колебания силы обработки Q не превышают установленных норм. Сила выглаживания определяется уравнением:

$$Q = m\ddot{Z} + F\dot{Z} + c(Z - Z_0) + mg. \quad (12)$$

Условие постоянства усилия выглаживания $Q = \text{const}$ можно выразить в виде: $mg \gg m\ddot{Z} + F\dot{Z} + cZ$. Учитывая зависимость (2), после ряда преобразований данное условие примет вид:

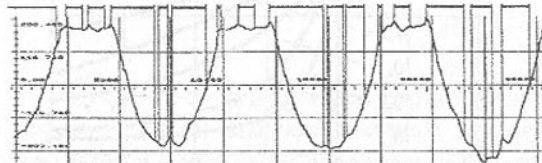
$$\left(\frac{c}{m} - \left(\frac{2\pi \cdot V}{Smw} \right)^2 \right) \cdot \sin \left(\frac{2\pi}{Smw} \cdot X \right) + \lambda \frac{c}{m} \geq 0$$

$$\text{или } (\omega_0^2 - \omega^2) \cdot \sin \omega t + \lambda \omega_0^2 \geq 0 \quad (13)$$

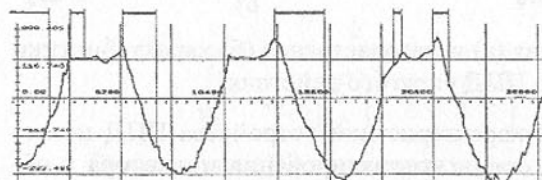
Выразив ω через технологические параметры обработки, получим условие безотрывной обработки поверхности инструментом упругого действия:

$$V \leq \frac{Smw}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{2Q}{W_{\text{max}} \cdot m}} \quad (14)$$

С целью подтверждения адекватности полученных теоретических результатов был проведен эксперимент по АВ волнистых поверхностей. Формирование модели волнистости проводилось путём нанесения продольных канавок концевой фрезой диаметром 8 мм, ось вращения которой находилась под углом к оси Z станка. В силу особенностей кинематики процесса модель волнистости отличалась от синусоидальной формы и имела вершину радиуса R_B и цилиндрическую впадину $R_{ВП}$. Причём $R_B \gg R_{ВП}$ (рис. 3). В качестве инструмента применялся алмазный шлифовальный диск с периферийным расположением индентора ($\varnothing = 40$ мм). Как упругие элементы использовались цилиндрические пружины различной жёсткости. Обработка производилась в интервале скоростей, включающем резонансную частоту обработки.



$V = 20,1$ м/мин, $f = 41,9$ Hz, $K = 0,83$



$V = 62,8$ м/мин, $f = 131$ Hz, $K = 0,23$

Рис. 3. Фрагменты волнограмм поверхностей при различных условиях АВ

Результаты микрофотографического анализа и анализ профилограмм (рис.3) показывают, что для выбранных условий моделирования средняя величина коэффициента контактирования с ростом частоты вынужденных колебаний индентора, вызванных наличием волнистости предварительно обработанной поверхности, монотонно снижается от $K = 1$ при $f = 20$ Hz до $K = 0,2$ при $f = 160$ и выше. Линии над волнограммами соответствуют проекциям участков модели исходной волнистости, контактирующих с алмазным индентором при обработке.

Статья поступила в редакцию 23.05.2002 г.

ВЫБОР ИНСТРУМЕНТАЛЬНОГО МАТЕРИАЛА ДЛЯ ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКОЙ ОБРАБОТКИ (ЭМО)

Финатов Д.Н., Инютин В.П.

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

In given clause the results of researches on influence of tool materials on quality of a surface of a processable detail are considered.

В настоящее время одной из актуальных задач совершенствования электромеханического упрочнения поверхности является поиск соответствующего проводимым процессам материала инструмента (ролика-электрода), являющегося одним из основных элементов конструкции технологической установки, работающей в жестких условиях высоких температурных и силовых нагрузках. При этом необходима высокая электрическая проводимость материала и износостойкость контактной поверхности инструмента. В тоже время инструмент для ЭМО должен быть не дорогим. Требования к материалу ролика будут повышаться при уменьшении его диаметра, т.к. уменьшается площадь контакта ролика с обрабатываемой поверхностью. Эта проблема становится еще более важной с точки зрения реализации технологий при ЭМО в условиях промышленного производства.

Исходя из того, что качество поверхности деталей, полученных при ЭМО, будет зависеть во многом от оптимальности физико-механических свойств материала инструмента (ролика). Причем, основываясь на том, что наиболее влияющими физико-механическими свойствами при выборе инструментального материала являются удельное электрическое сопротивление материала ($\rho \cdot 10^{-6}$ Ом·см) и твердость материала (НВ). Исследовались следующие материалы: медь, латунь Л62, бронза БрАЖ, сталь 40Х, твердый сплав ВК8, чугун СЧ 25 и графит.

В качестве неизменяемых параметров были приняты удельное электрическое сопротивление материалов, их твердость, а также скорость обработки (0.3 м/мин). Материал обрабатываемого образца – Сталь 45. Поверхность обрабатываемого образца была получена точением (шероховатость $Ra=4.46$ мкм). Исходная микротвердость составляла $HV_{исх}=210$.

Варьируемыми параметрами были режимы ЭМО:

– плотность тока: $j=300 \div 800$ А/мм²

– усилие прижатия ролика: $F=40 \div 100$ Н

Проведя экспериментальные исследования, получили ряд математических зависимостей.

1. Математические зависимости параметра шероховатости Ra после ЭМО стали роликами из разных инструментов (рис.1,2):

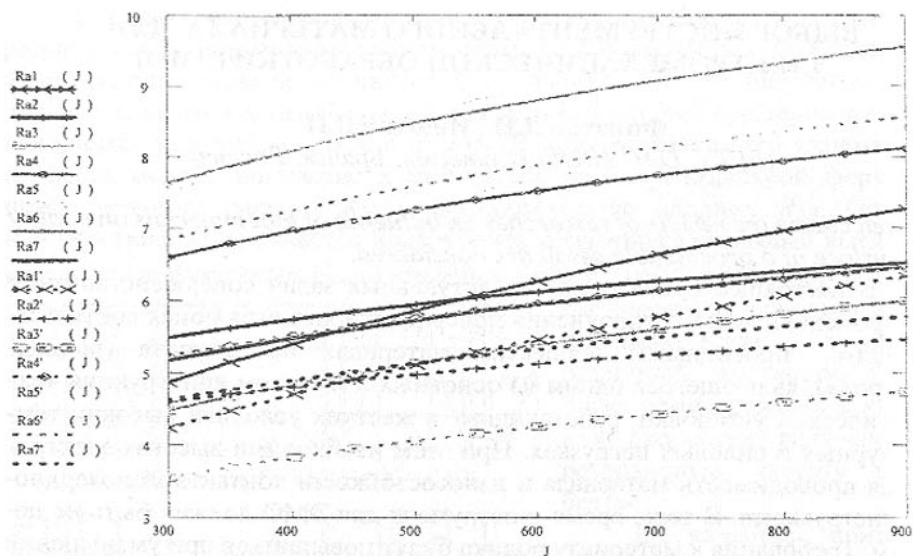


Рис.1. Зависимость параметра шероховатости Ra от плотности тока j , при $F_{\min}=40$ Н (сплошные линии) и $F_{\max}=100$ Н (пунктирные линии)

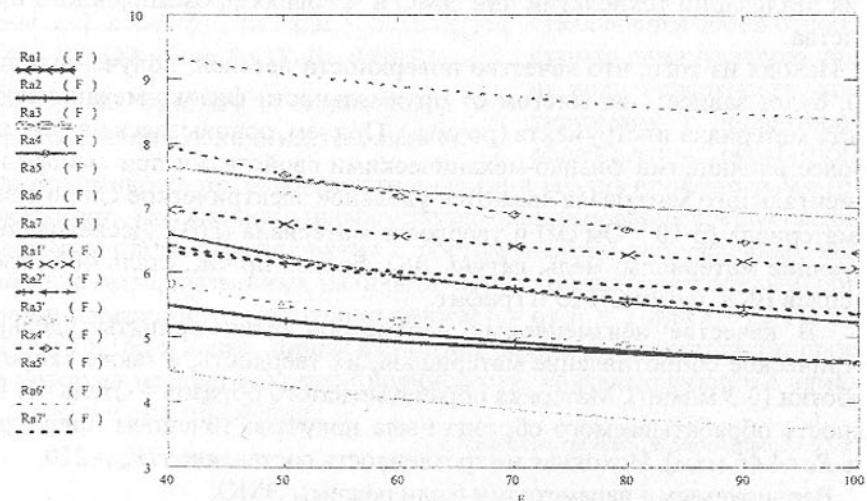


Рис.2. Зависимость Ra от усилия прижатия ролика F , при $j_{\min}=300$ А/мм² (сплошные линии) и $j_{\max}=800$ А/мм² (пунктирные линии)

$$Ra1=1.047 \cdot j^{0.367} \cdot F^{-0.151} \text{ (Инструмент - Медь)}$$

$$Ra2=4.591 \cdot j^{0.157} \cdot F^{-0.194} \text{ (Инструмент - Латунь Л62)}$$

$$Ra3=2.535 \cdot j^{0.265} \cdot F^{-0.255} \text{ (Инструмент - Бронза БрАЖ)}$$

$$Ra4=5.676 \cdot j^{0.180} \cdot F^{-0.253} \text{ (Инструмент - Сталь 40X)}$$

$$Ra5=3.102 \cdot j^{0.267} \cdot F^{-0.174} \text{ (Инструмент - Твердый сплав ВК8)}$$

$$Ra6=3.691 \cdot j^{0.205} \cdot F^{-0.120} \text{ (Инструмент - Серый чугун СЧ28)}$$

$$Ra7=2.540 \cdot j^{0.203} \cdot F^{-0.121} \text{ (Инструмент - Графит)}$$

Из уравнений видно изменение параметра шероховатости Ra . При исходной шероховатости $Ra=4.46$ мкм при увеличении плотности тока шероховатость возрастает. Особенно резко шероховатость возрастает при обработке медью и бронзой. Это объясняется более сильным разогревом поверхности обработки. При увеличении усилия прижатия параметр шероховатости Ra уменьшается. Это происходит за счет улучшения контакта в зоне обработки и частичного поверхностного деформирования нагретой поверхности.

2. Математические зависимости глубины упрочненного слоя h от режимов обработки (F, j):

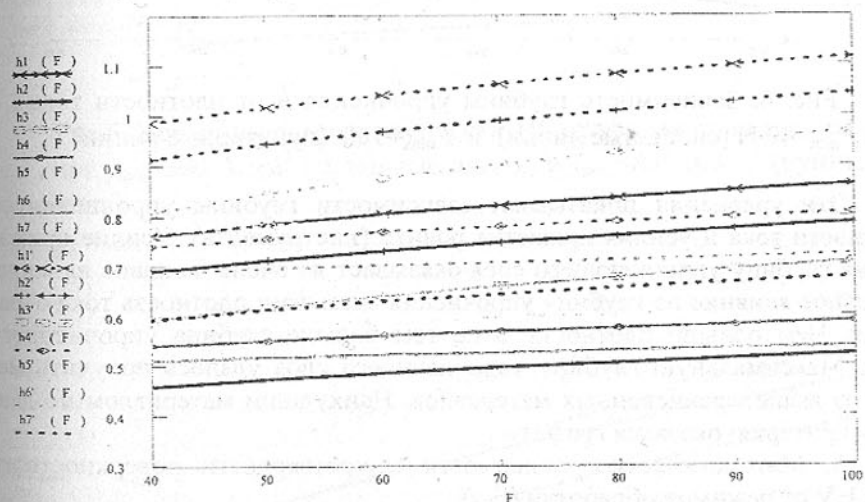


Рис.3. Зависимость глубины h от усилия ролика F , при $j_{\min}=300$ А/мм² (сплошные линии) и $j_{\max}=800$ А/мм² (пунктирные линии)

$$h1=1.044 \cdot 10^{-1} \cdot j^{0.262} \cdot F^{0.134} \text{ (Инструмент - Медь)}$$

$$h2=8.007 \cdot 10^{-2} \cdot j^{0.286} \cdot F^{0.142} \text{ (Инструмент - Латунь Л62)}$$

$$h3=4.705 \cdot 10^{-2} \cdot j^{0.318} \cdot F^{0.195} \text{ (Инструмент - Бронза БрАЖ)}$$

$$h4=6.175 \cdot 10^{-2} \cdot j^{0.321} \cdot F^{0.092} \text{ (Инструмент - Сталь 40X)}$$

$$h5=7.251 \cdot 10^{-2} \cdot j^{0.305} \cdot F^{0.087} \text{ (Инструмент - Твердый сплав ВК8)}$$

$$h6=7.533 \cdot 10^{-2} \cdot j^{0.301} \cdot F^{0.054} \text{ (Инструмент - Серый чугун СЧ28)}$$

$$h_7 = 5.985 \cdot 10^{-2} \cdot j^{0.264} \cdot F^{0.144} \text{ (Инструмент - Графит)}$$

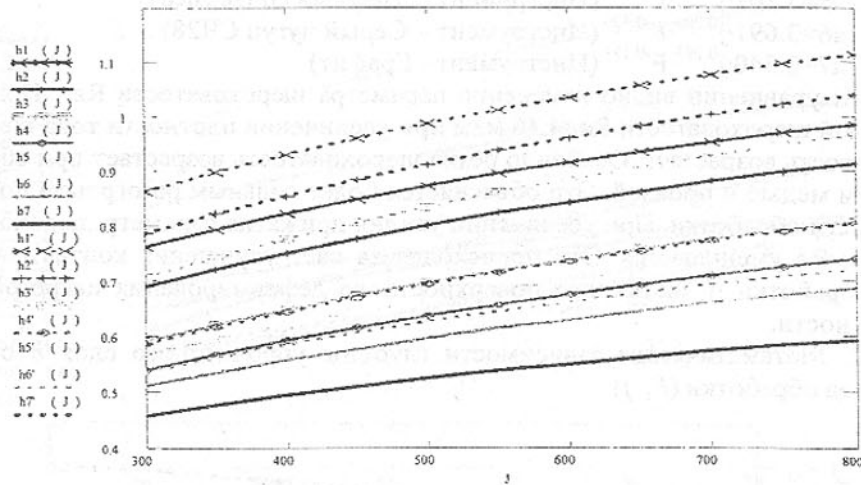


Рис. 4. Зависимость глубины упрочнения h от плотности тока j , при $F_{\min}=40$ Н (сплошные линии) и $F_{\max}=100$ (пунктирные линии)

Эти уравнения показывают зависимости глубины упрочнения от плотности тока и усилия прижатия ролика (инструмента). Усилие прижатия на глубину упрочняющего слоя оказывает не очень большое влияние. Основное влияние на глубину упрочнения оказывает плотность тока обработки. Чем больше плотность тока, тем больше глубина упрочненного слоя. Максимальную глубину упрочняющего слоя удалось получить медью из вышеперечисленных материалов. Наихудшим материалом по данному критерию оказался графит.

3. Математические зависимости микротвердости поверхностного слоя HV от режимов обработки (F, j):

$$\begin{aligned} HV1 &= 24.12 \cdot j^{0.414} \cdot F^{0.187} \text{ (Инструмент - Медь)} \\ HV2 &= 11.28 \cdot j^{0.519} \cdot F^{0.177} \text{ (Инструмент - Латунь Л62)} \\ HV3 &= 1.950 \cdot j^{0.701} \cdot F^{0.277} \text{ (Инструмент - Бронза БрАЖ)} \\ HV4 &= 2.438 \cdot j^{0.662} \cdot F^{0.235} \text{ (Инструмент - Сталь 40X)} \\ HV5 &= 2.860 \cdot j^{0.604} \cdot F^{0.256} \text{ (Инструмент - Твердый сплав ВК8)} \\ HV6 &= 7.533 \cdot j^{0.440} \cdot F^{0.182} \text{ (Инструмент - Серый чугун СЧ28)} \\ HV7 &= 5.975 \cdot j^{0.370} \cdot F^{0.060} \text{ (Инструмент - Графит)} \end{aligned}$$

Чем больше усилие прижатия, тем больше получается микротвердость. Основное влияние на микротвердость оказывает плотность рабочего тока. Медью можно получить поверхностную твердость около 900 единиц, латунью – 800, бронзой чуть меньше 800 единиц и т.д. Следовательно, для

достижения максимальной твердости необходимо применять инструментальный материал с наименьшим удельным электросопротивлением.

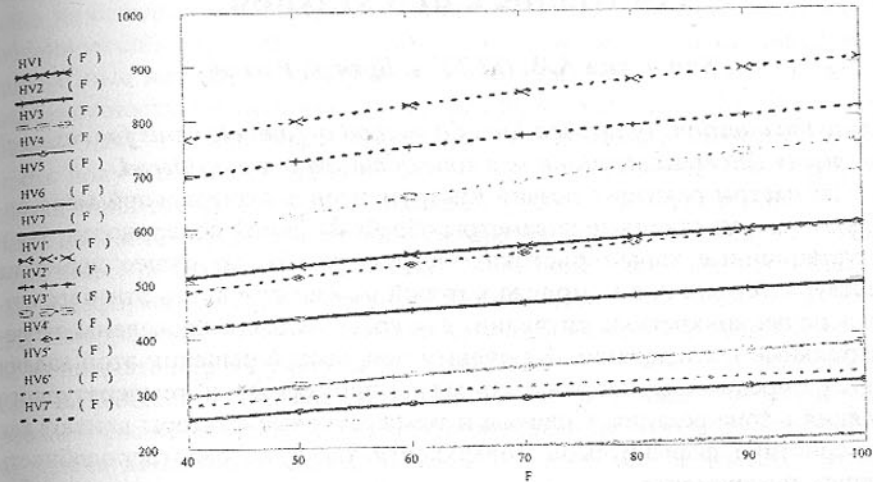


Рис.5. Зависимость микротвердости HV от усилия прижатия ролика F , при $j_{\min}=300$ А/мм² (сплошные линии) и $j_{\max}=800$ А/мм² (пунктирные линии)

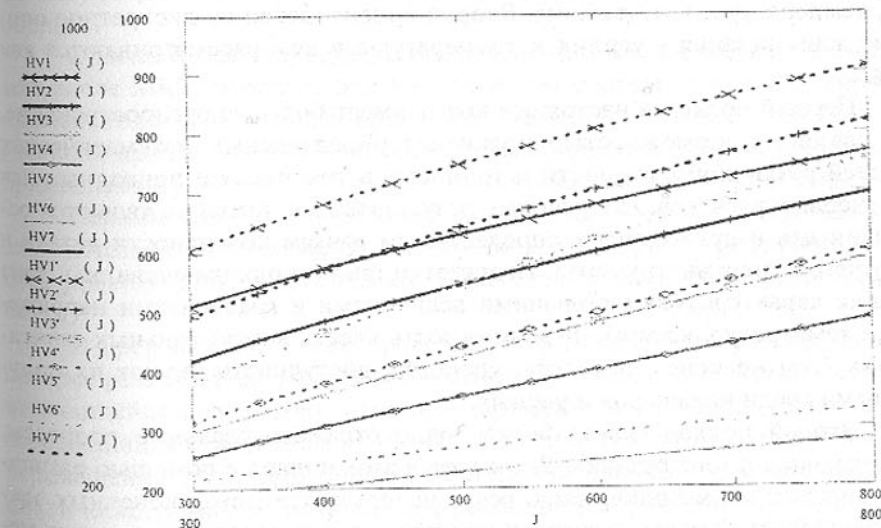


Рис. 6. Зависимость микротвердости HV от от плотности тока j , при $F_{\min}=40$ Н (сплошные линии) и $F_{\max}=100$ (пунктирные линии)

Статья поступила в редакцию 27.05.2002 г.

ПРИМЕНЕНИЕ МЕТОДА КОНЕЧНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ ДЛЯ РАСЧЕТА НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ В ЗОНЕ РЕЗАНИЯ

Хандожко А.В. (БГТУ, г. Брянск, Россия)

In clause the questions of application of a method of final elements for research of the intense deformed condition in a zone of cutting are considered.

Параметры режущих лезвий инструментов в значительной мере определяют как качественные параметры обрабатываемой поверхности, так и эксплуатационные характеристики инструмента. В настоящее время не существует методики, с помощью которой можно назначить эти параметры, исключая конкретные ситуации, для которых были проведены экспериментальные исследования. Ключевым вопросом в решении этой задачи является определение напряженно-деформированного и температурного состояния в зоне резания. Силовые и температурные факторы влияют как характеристики формируемой поверхности так и на работоспособность режущего инструмента.

Существует два подхода к решению задачи оценки напряженно-деформированного состояния в зоне резания. Первый подход заключается в формировании интегральных зависимостей для оценки усилий, напряжений, температур в зоне резания. Второй ориентирован на дискретное описание зоны резания - усилия и температуры в нем рассматриваются как поля.

Первый подход в настоящее время имеет большее распространение. Это связано с возможностью получения определенных математических моделей различной сложности и точности, в том числе и пригодных для инженерных расчетов. Полученные результаты, как правило, являются осредненными и приводятся к определенным точкам поверхности детали и режущего лезвия инструмента. Недостатки такого подхода очевидны. Зона резания характеризуется большими величинами и градиентами напряжений и температур, которые невозможно учесть в интегральных зависимостях. Тем не менее, простота, удобство, доступность делают их популярными среди инженеров и ученых.

Второй подход может более точно отражать реальные процессы, протекающие в зоне резания. Реализуется этот подход с помощью различных дискретных методов, чаще всего используется метод конечных элементов (МКЭ). Однако, несмотря на широкое использование данного метода в задачах строительной механики, тепловых, аэродинамических и других расчетах, в задачах резания металлов, технологии машиностроения МКЭ не получил широкого распространения. Предпринимались отдельные

попытки использовать аппарат МКЭ для прочностных расчетов инструментов [1,2], оценки некоторых параметров качества поверхности [3]. Однако на сегодня в инженерных методиках по оценке параметров качества механической обработки и оптимизации режущих лезвий инструментов дискретные методы используются редко. С одной стороны это связано с невозможностью использования предлагаемого аппарата МКЭ без применения ЭВМ. Однако более существенной проблемой является достоверность получаемых результатов. Обычно при применении МКЭ расчетная схема описывается системой линейных уравнений, решая которую получают искомые деформации и напряжения. В большинстве случаев эта система имеет решение, т.е. формально МКЭ позволяет рассчитать напряжения и деформации для практически любой расчетной схемы, в том числе и для некорректной. Однако, контактная задача является нелинейной, и, если не принимать мер по учету этой нелинейности, то ставится под сомнение сама возможность применения в расчетах МКЭ. Кроме этого, при формировании расчетной схемы, требуется обоснование корректности перехода от задачи движения к квазистатической. Тем не менее, имеется опыт использования для решения этой задачи универсальных пакетов программ, реализующих МКЭ, программ, математические модели и алгоритмы которых не в полной мере учитывают имеющуюся нелинейность. Такие расчеты несут в себе потенциальные погрешности, величину которых трудно оценить.

Однако более широкие возможности делают дискретные методы, в том числе МКЭ, перспективными, и следует ожидать их более широкого применения в программных продуктах, связанных с технологической подготовкой производства. Нами была сделана попытка усовершенствования применяемых ранее расчетных схем и вычислительных процессов МКЭ.

Первым этапом работы является приведение расчетной схемы к квазистатической, учитывающей все основные факторы, определяющие процесс резания (как геометрические параметры лезвия, так и условия обработки).

В предлагаемой схеме предлагается рассматривать установившийся процесс резания. При этом резание можно представить как циклически повторяющийся процесс внедрения инструмента в материал заготовки, завершающийся отделением стружки. Движение при этом создает большие перемещения, но не деформации. Расчеты выполняются для одного такого циклического микродвижения завершающегося разрушением материала заготовки. При этом геометрическая форма элементов заготовки напрямую зависит от геометрии инструмента, материалов заготовки и инструмента и режимов резания. В пределах этого микродвижения инструменту задается циклическое перемещение с очень малым шагом. После каждого шага

выполняется расчет схемы. Если интенсивность напряжений меньше предела прочности материала, то выполняется следующий шаг-смещение.

Скорость резания в такой расчетной схеме учитывается косвенно, как изменением геометрии зоны деформации, так и механическими свойствами контактирующих тел (в первую очередь через коэффициенты трения). Использование различных коэффициентов трения по передней и задней поверхностям позволяет точнее учесть не только скорость резания, но влияние СОТС и износа.

Геометрические параметры зоны резания могут быть рассчитаны на основе имеющихся знаний теории резания. В программе используется схема зоны резания, предложенная Зоревым Н.Н.[4] с использованием некоторых дополнений, уточнений зависимостей и справочных данных, полученных Козловым В.А.[5].

В расчетные зависимости входят следующие факторы: глубина и скорость резания, подача, передний и задний углы режущего лезвия, главный и вспомогательный углы в плане инструмента, радиус скругления режущей кромки, механические свойства материалов заготовки и инструмента.

Для формирования сетки треугольных конечных элементов (КЭ) был разработан специальный программный модуль. Он обеспечивает управление размерами КЭ, создает требуемые сгущения, контролирует контактирование тел только в узлах. При этом исключается возможность создания КЭ с углами более 90° .

Для сохранения объема задачи в пределах возможности ЭВМ приходится ограничивать размеры клина и заготовки. При этом жесткость контактирующих тел (в первую очередь резца) снижается, что искажает реальную картину резания. Поэтому в расчетной схеме приходится применять дополнительные закрепления. Вычислительные эксперименты показали, что целесообразно наложить дополнительные связи на элементы боковые поверхности заготовки и инструмента, что исключит отгиб резца и деформации заготовки.

Расчет выполняется с использованием разновидности МКЭ - РСМКЭ[6]. В ней используется следующая физическая модель взаимодействия двух тел. Предполагается, что в начальный момент на тело наложены связи, отнимающие у него все степени свободы. Если к телу приложить силу (к нескольким узлам), то в дополнительных связях возникнут реакции (невязки). Если теперь освободить от дополнительных связей один из нагруженных узлов, а все остальные оставить закрепленными, то узел сместится в новое положение, в котором невязки равны нулю. При этом соседние КЭ деформируются. Смещение узла рассчитывается путем решения задачи КЭ для области с одним свободным узлом. В новом положении узел

снова закрепляется дополнительными связями. Далее освобождается от связей произвольный соседний узел. На него действуют усилия от внешних сил и от ранее смещенного узла. Под действием приложенных сил, он также изменит свое положение, приближаясь к равновесному. Его смещение приведет к деформации окружающих КЭ. При этом возникнут невязки и в связях, окружающих ранее смещенный узел, но меньшей величины. Волна деформаций пробежит по всем узлам схемы. После расчетов, практически во всех связях останутся невязки. Для их устранения производится многократная прогонка системы уравнений до снижения их до пренебрежительно малых величин.

Такой последовательный многократный обсчет сетки КЭ существенно расширяет возможности по учету нелинейности рассматриваемой задачи. Появляется возможность учесть жесткие повороты КЭ, в ходе итерационного процесса скорректировать механические характеристики контактирующих тел, контролировать вхождение в контакт новых узлов и др.

Использование итерационного метода решения задачи МКЭ позволяет более экономно использовать память ЭВМ -- глобальная матрица жесткости не хранится постоянно в памяти, а пересчитывается на каждой итерации.

Напряженное состояние в зоне резания является сложным, поэтому факт разрушения устанавливался по эквивалентным напряжениям, рассчитываемым по четвертой теории прочности.

Созданный на таких исходных положениях программный комплекс позволяет решать задачу оценки напряженно-деформированного состояния в зоне резания для плоской задачи. Решение плоской задачи вместо объемной связано с ограничениями, накладываемыми имеющимися аналитическими зависимостями по описанию зоны резания.

Программное обеспечение разработано на языках AutoLISP и C++ для графической системы AutoCAD. Выбор среды программирования в значительной степени был определен графическим характером решаемой задачи. Вспомогательная программа обеспечивают просмотр результатов расчетов. В узлах схемы проставляются, цвет которых определяет интенсивность напряжений. Дополнительно находятся 10 узлов с наибольшими эквивалентными напряжениями.

Проведенное тестирование показало, что характер распределения напряжений в режущем клине в основном совпадает с имеющимися в литературе результатами проведенных ранее исследований, в том числе с использованием методов фотоупругости, а усилия резания достаточно хорошо совпадают с экспериментальными значениями.

Результаты расчетов напряженно-деформированного состояния могут быть использованы для оптимизации параметров режущего лезвия и

некоторых параметров качества поверхности, в частности степень упрочнения материала заготовки. Для этого можно воспользоваться рассчитанной для каждого КЭ интенсивностью деформаций и кривой растяжения материалов.

Разработанный программный комплекс построен по модульному принципу и может быть дополнен специальными элементами, например, оптимизацию геометрических параметров режущей части инструмента или режимов обработки.

Проведенные исследования выполнены в рамках НИР по Гранту министерства образования РФ (Т00-6.6-150).

Список литературы: 1. Усачев П.А. Расчет напряженно-деформированного состояния режущей части инструмента сложной формы. Надежность режущего инструмента (сборник статей), вып. 2, 1975, с. 74-78. 2. Лукина С.В., Седов Б.Е., Гречишников В.А., Косов М.Г. Исследование напряженно-деформированного состояния зубьев круглых протяжек численным методом конечных элементов. // Вестник машиностроения. - 1997. - №3, с. 22-24. 3. Шатерин М.А., Обунев И.П., Молоканов Б.И. Расчет напряженного состояния зоны резания и остаточных напряжений обработанной поверхности. В кн. Качество и режимы обработки материалов. (Межвузовский сборник научных трудов) Орджоникидзе, Северо-Осетинский университет, 1984. 4. Зорев Н.Н. Вопросы механики процесса резания металлов. - М.: Машгиз, 1956, 368 с. 5. Козлов В.А. Структурно-параметрическая оптимизация точения материалов на основе математического моделирования процесса обработки. Диссертация на соискание ученой степени доктора технических наук. Рыбинск, 1997 6. Подлеснов Ю.П. Сакало В.И. Решение упруго-пластических контактных задач с использованием РСМКЭ. - В кн. Технологическое обеспечение повышения качества и долговечности деталей машин и инструментов. - Тула, ТПИ, 1980, с. 140-142

Статья поступила в редакцию 27.05.2002 г.

СТРУКТУРНЫЙ СИНТЕЗ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ КОМПЛЕКСОВ ВЫСОКОЭФФЕКТИВНОЙ ОБРАБОТКИ

Хейфец М.Л., Чемисов В.Б., Зевелева Е.З., Пальвинский С.В.
(ПГУ, г.Новополоцк, Беларусь)

Structural synthesis of technological complexes for highly efficient combined thermomechanical and electromagnetic treatment of the surfaces of machinery

parts was considered

Сокращение сроков проектирования новых перспективных технологических процессов, оснащенных инструментами, агрегатными блоками и системами, станками и модулями, образующими единый технологический комплекс (ТК) - одна из актуальных проблем современного машиностроительного производства. Ключевой задачей проектирования ТК является разработка структуры, обеспечивающей бесперебойную работу и гибкую переналадку комплекса высокоэффективной обработки. Рациональные надежность и адаптивность обеспечиваются при синтезе структуры, основанном на анализе элементов и исследовании кортежей ТК [1].

Технологический комплекс в общем случае рассматривается как иерархически построенная система «человек – машина» [2], включающая следующие уровни: I) функциональные элементы (ФЭ), такие как главное движение, движение подачи и движение инструмента; II) функциональные подсистемы (ФПС) в виде агрегатных блоков; III) функциональные системы (ФС), обеспечивающие рабочие, транспортные движения, питание и удаление, а также обслуживание; IV) технологические модули (ТМ) или агрегатные станки, энергетические и информационные машины; V) автоматические и полуавтоматические линии и участки, образующие ТК.

Каждая подсистема n-го уровня является элементом подсистемы (n+1)-го уровня. Состав ТК, каждой ФС и ФПС, входящих в ТМ, а также функции составляющих их ФЭ соответствуют содержанию тех технологических операций, для которых создается данный технологический комплекс. Каждая ФПС состоит в общем случае из нескольких ФЭ, в названии которых фигурируют названия выполняемых ими функций (движений). Функциональная подсистема данного вида в ходе технологического процесса выполняет определенную типовую функцию, т.е. типовую технологическую операцию.

Спроектированные в настоящее время установки для высокоэффективной токарной обработки (ТО), фрезерной обработки (ФО), абразивной обработки (АО), ротационного резания (РР), электромагнитной наплавки (ЭМН), поверхностного пластического деформирования (ППД) и магнитно-абразивного полирования (МАП) представляют собой функциональные системы с набором различных подсистем [3].

Для анализа состава и количества межуровневых связей элементов технологических комплексов комбинированной электромагнитной и термомеханической (КЭТО) обработки используем двухзначную нумерацию составляющих систем и элементов [4]. Первая цифра номера соответствует уровню составляющих: 1-функциональные элементы, 2 - функциональные подсистемы, 3 - функциональные системы, 4 - технологическая машина, 5 - технологический комплекс. Вторая цифра - порядковый номер каждой со-

ставляющей данного уровня. Таким образом получаем следующую кодовую нумерацию составляющих: 51- технологический комплекс КЭТО поверхностей вращения, 52 - технологический комплекс КЭТО торцевых поверхностей, 53 - технологический комплекс КЭТО плоских поверхностей.

Рассмотрим технологический комплекс комбинированной электромагнитной и термомеханической обработки деталей типа тел вращения [4]. Четвертый уровень ТК составляют технологические модули по методу обработки: 41 - токарной обработки, 42 - абразивной обработки, 43 - ротационного резания, 44 - электромагнитной наплавки с поверхностным пластическим деформированием, 45 - магнитно-абразивного полирования. Третий уровень - функциональные системы: 31 - рабочая, включающая элементы, необходимые для выполнения прямого назначения ФС, 32 - вспомогательная, осуществляющая установочные движения инструмента и заготовки, 33 - обслуживающая, обеспечивающая смену заготовки, инструмента, заполнение устройств подачи порошка, СОЖ. Второй уровень - функциональные подсистемы: 21 - движения заготовки, 22 - движения инструмента, 23 - движения подачи, 24 - движения электромагнитной системы, 25 - дополнительного нагрева обрабатываемой поверхности, 26 - подачи СОЖ, 27 - подачи порошка, 28 - установочных движений инструмента, которые могут совпадать с основными движениями, 29 - смены детали и инструмента. Первый уровень - функциональные элементы: 11 - главное движение заготовки (111 - вращательное, 112 - поступательное), 12 - главное движение инструмента (121 - вращательное, 122 - поступательное), 13 - дополнительное движение инструмента (131 - вращательное, 132 - поступательное), 14 - движение подачи (врезания) (141 - продольное, 142 - поперечное, 143 - перпендикулярное плоскости поперечного и продольного), 15 - движение электромагнитной системы, 16 - движение устройства подачи порошка, 17 - установочное движение заготовки (171 - продольное, 172 - поперечное, 173 - перпендикулярное плоскости поперечного и продольного), 18 - установочное движение инструмента (181 - продольное, 182 - поперечное, 183 - вращательное).

Для технологического комплекса обработки торцевых поверхностей в коды главного движения заготовки вводим дополнение: 122 - поступательное продольное движение, 123 - поступательное поперечное движение. Для технологического комплекса обработки плоских поверхностей вводим дополнительную кодовую нумерацию технологического модуля: 46 - фрезерной обработки.

На основании анализа наборов составляющих ФС, ФПС и ФЭ, называемых кортежами [1] определим связи между ними. Изучение построенных графов кортежей позволяет установить количество взаимосвязей между различными уровнями составляющих ТК [4]. Все технологические мо-

дули (IV уровень) включают функциональные системы (III уровень): 31 и 32 (рабочую и вспомогательную), кроме ТМ45. ФПС22 (движение инструмента) отсутствует в ТМ45; ФПС23 (движение подачи, врезания) — в ТМ44, 45; ФПС24 (движение электромагнитной системы) — в ТМ41, 42, 43, 46; ФПС25 (дополнительный нагрев) — в ТМ42, 45; ФПС26 (подача СОЖ) — в ТМ43, 44; ФПС27 (дозировующее устройство) — в ТМ41, 42, 43, 46; ФПС28 (установочные движения) — в ТМ45. Таким образом, в большинстве случаев в ТК присутствуют: ФПС21 (движение заготовки) - вращение (111) (5 из 6), ФПС22 (движение инструмента) - поступательное перемещение (122) (4 из 6), ФПС22 (дополнительное движение инструмента) - вращение (131), ФПС23 (движение подачи или врезания) - поперечное перемещение (141), ФПС28 (установочные движения инструмента) - продольное и поперечное перемещение (181, 182). Для проектирования универсального технологического комплекса комбинированной термомеханической и электромагнитной обработки объединим кортежи и определим совпадающие связи и функциональные элементы.

Совмещение кортежей (рис. 1) выявляет целесообразность создания универсального технологического комплекса, объединяющего высокоэффективные термомеханические и электромагнитные методы обработки поверхностей вращения [5].

Структурный синтез элементов на основании рассмотренных связей позволяет выделить в составе ТК ряд унифицированных блоков: 1) главного движения, обеспечивающий вращение заготовки относительно горизонтальной оси, 2) привода инструмента: а) поступательного движения вдоль оси вращения заготовки и движения врезания; б) вращательного движения, скорость которого определяется по усилиям в процессе обработки; 3) подачи: а) порошка для наплавки или полирования; б) рабочей СОЖ; 4) привода электромагнитной системы, используемые: а) для управления технологическим процессом; б) для контроля и регулирования качества обработки и 5) служащие: а) для подачи энергии и б) для управления энергетическими воздействиями на поверхностный слой обрабатываемой заготовки. Блок 2,а может быть выполнен в виде суппорта токарного станка, а блок 2,б жестко закрепляется на блоке 2,а, что дает возможность использовать существующие механизмы блока 2,а для реализации части движений инструмента.

Рассмотрим связи между функциональными элементами технологического комплекса для обработки торцевых поверхностей. Совмещение кортежей определяет, что для обработки торцевых поверхностей полностью подходят блоки комплекса для обработки поверхностей вращения, только требуется замена главного движения на подачу инструмента (поступательного продольного на поперечное).

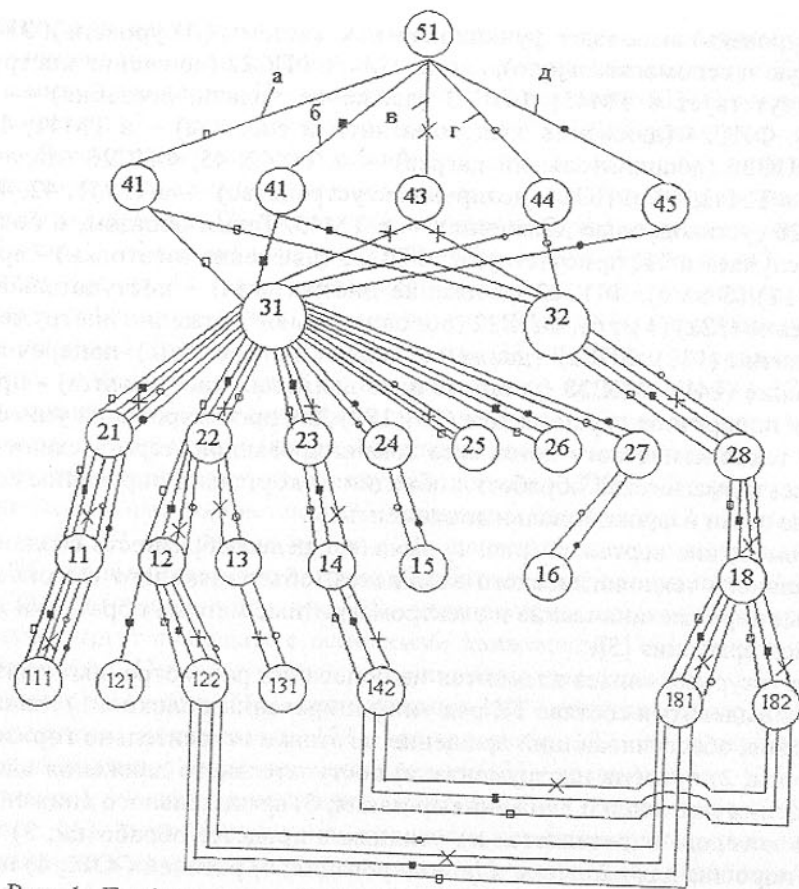


Рис. 1. Графы кортежей технологического комплекса для обработки поверхностей вращения: а) токарной обработки, б) абразивной обработки, в) ротационного резания, г) электромагнитной наплавки с поверхностным пластическим деформированием

Исследуем связи между функциональными элементами технологического комплекса для обработки плоских поверхностей. Совмещение кортежей технологических модулей для обработки плоских поверхностей показывает: 1) блок движения заготовки обеспечивает поступательное перемещение; 2) блок движения инструмента обеспечивает вращательное движение инструмента в технологическом модуле магнитно-абразивного полирования может быть заменено движением подачи, и следовательно блок будет осуществлять одно движение.

Анализ совмещения кортежей технологических комплексов для об-

работки поверхностей вращения, торцевых и плоских поверхностей выявил, что для выполнения комбинированных термомеханических и электромагнитных процессов рабочей функциональной системе требуется обеспечить [5]: главное движение, движение подачи, установочное движение, дополнительное движение.

В общем случае для выполнения необходимого набора движений рекомендуется технологический комплекс строить из блоков осуществляющих: 1) вращательное движение детали; 2) вращательное движение инструмента; 3) три взаимно перпендикулярных поступательных движения стола; 4) дополнительное вращательное движение инструмента; 5) установочное поворотное движение оси ротационного инструмента; 6) крепление детали на столе при обработке плоских поверхностей и 7) крепление инструмента при токарной обработке [4]. Блоки 1 и 2 могут быть конструктивно объединены с блоками, выполняющими установочные движения для регулирования расстояния между осью вращения и рамой (столом) комплекса; блоки 4 и 5 могут быть соединены.

Выводы: Таким образом, структурный синтез технологических комплексов высокоэффективной комбинированной термомеханической и электромагнитной обработки поверхностей вращения, торцевых и плоских поверхностей показал целесообразность создания универсальных технологических комплексов для обработки деталей типа тел вращения в виде гибкого производственного модуля, состоящего из унифицированных блоков: осуществляющих главное, дополнительные и установочные движения деталей и инструментов, а также, обеспечивающих их установку и закрепление.

Список литературы: 1. Артоболевский И.И., Ильинский Д.Я. Основы синтеза систем машин автоматического действия. - М.: Наука, 1983. - 280 с. 2. Врагов Ю.Д. Анализ компоновок металлорежущих станков. - М.: Машиностроение, 1978. - 208 с. 3. Акулович Л.М., Кожуро Л.М., Хейфец М.Л., Зевелева Е.З. Анализ высокоэффективных методов обработки при проектировании технологических комплексов // ИФЖ. 1999. Т.72, №5. - С. 971-979. 4. Акулович Л.М., Кожуро Л.М., Хейфец М.Л., Зевелева Е.З. Структурный синтез при проектировании технологических комплексов // ИФЖ. 2000. Т. 73, №4. - С. 813 - 818. 5. Ящерицын П.И., Кожуро Л.М., Хейфец М.Л. Гибкий производственный модуль для комбинированной электромагнитной и термомеханической обработки изделий // Вестник машиностроения. 1996. № 3. - С. 33 - 36.

Статья поступила в редакцию 29.05.2002 г.

КРИТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ ПНЕВМОМОТОРОВ ПЕРЕНОСНЫХ БУРОВЫХ СТАНКОВ

Цикра С.А. (ХПИ, г. Харьков, Украина)

Ливенцов И.Н. (ДонГАСА, г. Макеевка, Украина)

The working parameters of the "Exchem" drilling machine pneumatic motor are considered. The main reasons of loses are determined. More effective new rotary spherical pneumatic motor is investigated instead and compared with "Exchem" motor.

Переносные буровые станки, применяемые в передовой технологии анкерного крепления горных пород, должны отвечать ряду специфических требований. Во-первых, они должны иметь систему регулирования, обеспечивающую эффективную работу как при изменении нагрузки во время бурения пород разной крепости, так и при различных режимах: забуривания, основного бурения, обратной подачи, анкерования. Во-вторых, иметь малый вес и габариты, обеспечивающие достаточную маневренность при выполнении крепежных работ. В-третьих, совмещать высокую удельную мощность с экономичностью, поскольку в зону проведения крепежных работ затруднительно подать большое количество энергоресурсов (пневмо-, гидро- или электроэнергию) или разместить соответствующее оборудование.

Примером такого оборудования, отвечающим предъявленным требованиям и обладающим высокими показателями, является пневматический бурильный станок с трехсекционной стойкой фирмы "Exchem" (Великобритания) [1]. Его основные параметры:

| | |
|---------------------------|---------------------------------|
| давление сжатого воздуха | 0,4 – 0,6 МПа; |
| расход сжатого воздуха | 2,8 – 3,5 м ³ / мин; |
| крутящий момент | 165 – 245 Нм |
| при скорости вых. вала | 700 – 600 об/мин; |
| усилие подачи | 5 – 8 кН; |
| масса (вместе со стойкой) | 38 кг. |

В этом станке применен пневмомотор, параметры которого приведены ниже:

| | |
|----------------------|-----------------------|
| Мощность | 15 кВт; |
| Рабочий объем | 350 см ³ ; |
| Количество цилиндров | 4; |
| Диаметр поршня | 55 мм; |
| Ход поршня | 36 мм; |
| Макс. скорость | 18000 об/мин. |

Схема пневмомотора показана на рис. 1. Четыре цилиндра располо-

жены попарно противоположно друг другу. Поршни 1, размещенные в каждой паре цилиндров, жестко связаны между собой направляющей пластиной 2, в центре которой перпендикулярно оси цилиндра выполнен паз. На шейке коленвала 3, консольно закрепленного в корпусе, на игольчатых подшипниках вращаются ползуны 4, каждый из которых перемещается в пазу соответствующей направляющей пластины. На выходном вале пневмомотора закреплен золотник-распределитель, соединенный каналами с головками цилиндров. Золотник обеспечивает подачу сжатого воздуха в цилиндры во время рабочего хода, и выпуск воздуха из цилиндров в глушитель во время обратного хода. Глушитель включает в себя объем кривошипной камеры.

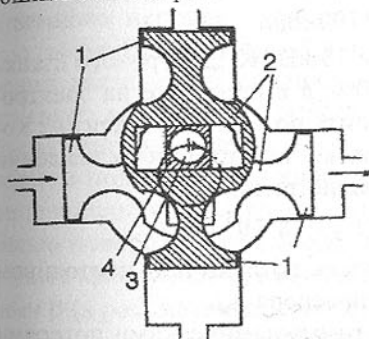


Рис. 1. Принципиальная схема пневмомотора «Exchem»

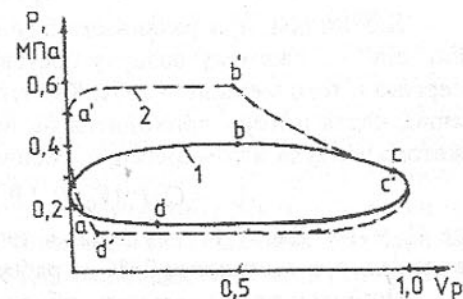


Рис. 2. Индикаторные диаграммы рабочих процессов

Буровой станок фирмы "Exchem" имеет неоспоримые преимущества перед отечественными аналогами. Так, пневмомотор для погрузочных машин МПП 3.01.030, производства Криворожского завода горного машиностроения, при тех же 700 об/мин на выходном вале имеет мощность 10 кВт, расход сжатого воздуха до 10 м³ /мин при том же давлении, а его масса – 100 кг. Однако расчеты показывают, что даже при сравнительно высоких показателях, импортный станок имеет довольно малую эффективность использования энергии сжатого воздуха. Необходимый на максимальной нагрузке секундный расход сжатого воздуха для него составляет

$$V = 3/60 = 0,05 \text{ м}^3/\text{с},$$

что при давлении $P_c = 0,6 \text{ МПа}$ и температуре $T_c = 300 \text{ К}$ соответствует массовому расходу

$$m = VP_c / R_g T_c = 0,36 \text{ кг/с},$$

где $R_g = 277 \text{ Дж/кг К}^0$ – газовая постоянная воздуха.

Приведа к нормальным условиям при давлении $P_o = 0.1 \text{ МПа}$ и температуре $T_o = 300 \text{ К}^0$

$$V_0 = mR_g T_0 / P_0 = 0,3 \text{ м}^3 / \text{с}.$$

При номинальных оборотах компрессора $n_k = 1200$ об/мин его рабочий объем должен быть

$$V_k = 60V_0 / n_k = 0,015 \text{ м}^3 = 15 \text{ л}.$$

Работа компрессора по адиабатическому сжатию необходимого количества воздуха составит

$$A_k = V_0 P_0 ((P_c / P_0)^{(k-1)/k} - 1) k / (k-1) = 70 \cdot 10^3 \text{ Дж / с},$$

где $k = 1,35$ – показатель адиабаты воздуха.

При одинаковых адиабатическом и механическом КПД компрессора $\eta_{ад} = \eta_m = 0,9$ и $\cos \varphi = 0,87$, это соответствует мощности электродвигателя

$$N_{\Sigma} = A_k / \eta_{ад} \eta_m = 100 \text{ кВт}.$$

Как видим, при развиваемой мощности 15 кВт КПД бурового станка “Exchem” по сжатому воздуху составляет 20%, а в пересчете на электроэнергию и того меньше – 15%. Как же объяснить потери 80% энергии? Конечно, часть потерь приходится на необратимые потери при охлаждении сжатого воздуха в компрессоре, ресивере и магистрали:

$$A_{ох} = C_p P_c (V_0 (P_c / P_0)^{-1/k} - V) = 18 \cdot 10^3 \text{ Дж / с},$$

где $C_p = 10^3$ Дж/кг К⁰ – удельная теплоемкость воздуха при постоянном давлении, что составляет 26% от работы компрессора A_k .

Но большая часть потерь обусловлена газодинамическими потерями и неэффективностью рабочего цикла при большом мертвом объеме пневмомотора. Золотник-распределитель, расположенный на вале пневмомотора, связан с цилиндрами каналами. В связи с удаленностью головок цилиндров эти каналы нельзя сделать короткими, поэтому остается лишь подогнать их длину под условие резонанса на рабочих оборотах, что и сделано на практике:

$$L = 60 c_{зв} / n = 0,1 \text{ м} = 10 \text{ см},$$

где $c_{зв}$ – местная скорость звука.

Циклический заряд сжатого воздуха на один цилиндр составляет

$$V_{\Sigma} = 60V / 4n = 42 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3 = 42 \text{ см}^3.$$

Для прохождения такого заряда в канале со скоростью $v_{от} = 100$ м/с за время впуска $t_{ен} = 10^{-3}$ с площадь его сечения должна быть не меньше

$$S_k = V_{\Sigma} / t_{ен} v_{от} = 4,2 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2 = 4,2 \text{ см}^2.$$

При этом объем канала, составляющий мертвый объем одного цилиндра пневмомотора, равен

$$V'_0 = L S_k = 42 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3 = 42 \text{ см}^3,$$

что дает половину от рабочего объема одного цилиндра.

На рис. 2 представлена индикаторная диаграмма рабочего цикла пневмомотора “Exchem”, соответствующая мощности 15 кВт (линия 1). Как видим, при таких условиях максимальное давление цикла не превышает 0,4 МПа, что значительно уменьшает работу рабочего хода. В длинном узком канале возникают большие газодинамические потери, также увеличивается давление и работа выпуска.

Указанные недостатки в значительной мере устраняются в роторном сферическом пневмомоторе – разновидности роторных сферических объемных машин (Цикра С.А., заявки на Патент Украины № 99105751, № 99105752, № 2001021100). Схема пневмомотора изображена на рис.3 и рис.4 в положениях, отличающихся на четверть поворота вала. Внутри разъемного неподвижного корпуса 1 со сферической внутренней полостью, размещены роторы 3 и 7 в виде сферических сегментов. Между роторами расположен подвижный диск 5, который совместно с роторами разделяет внутреннюю полость машины на четыре камеры переменного объема. Ротор 7 жестко закреплен на приводном валу 8, вращающемся на упорном подшипнике в корпусе 1. Ротор 3 шарнирно закреплен на одном конце кривошипа 2, другой конец которого закреплен в корпусе с возможностью поворота. Угол между двумя осями кривошипа равен γ . Угол между осью кривошипа 2, закрепленной в корпусе, и осью приводного вала 10 равен β (в рассматриваемом случае $\beta=0$). В зависимости от угла поворота λ кривошипа в корпусе, изменяется угол ϕ между осью вращения ротора 3 и осью приводного вала (при $\beta=0$ $\phi=\text{const}$). В корпусе выполнены впускные окна 10 и выпускные окна 9, которые периодически открываются плоскими гранями роторов и закрываются их сферическими поверхностями. При повороте кривошипа в корпусе на угол λ , на столько же смещаются фазы впуска-выпуска, что позволяет гибко регулировать рабочий режим пневмомотора. С одной стороны диска выполнен полуцилиндрический вал 4, который подвижно соединяется с вершиной ротора 3. С другой стороны диск подвижно соединен с ротором 2 посредством пальца 6, образованного двумя полуцилиндрами с параллельными осями О и О'. Кинематическая схема механизма подобна шарниру Гука. Роль вилок выполняют роторы, роль крестовины выполняют диск с полуцилиндрическим валом и пальцем. Применение пальца и шарнирного соединения ротора 3 с кривошипом 2 придают механизму свойство самоустанавливаемости. Это снижает требования к точности изготовления и сборки, увеличивает ресурс.

Преимуществами роторных сферических машин являются уменьшение инерционных нагрузок и вибрации, хорошая уравновешенность [2]. Значительно проще и надежнее по сравнению с другими роторными машинами стала система уплотнений, главным элементом которой является кольцевое уплотнение 11. По эффективности и надежности оно

приближается к кольцевым уплотнениям поршневых машин [3].

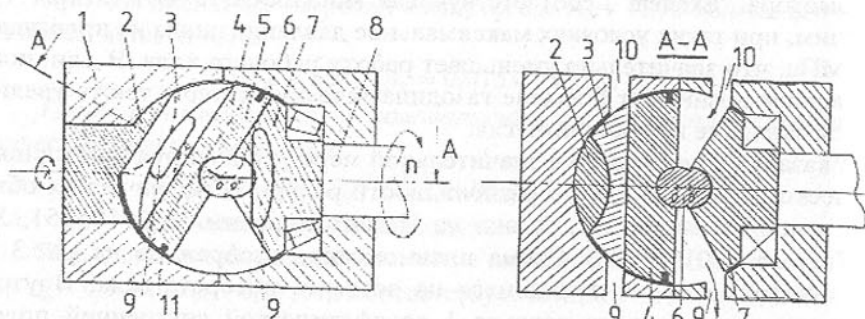


Рис. 3. Роторный сферический пневмомотор. Впуск в камеру 1, выпуск из камеры 2.

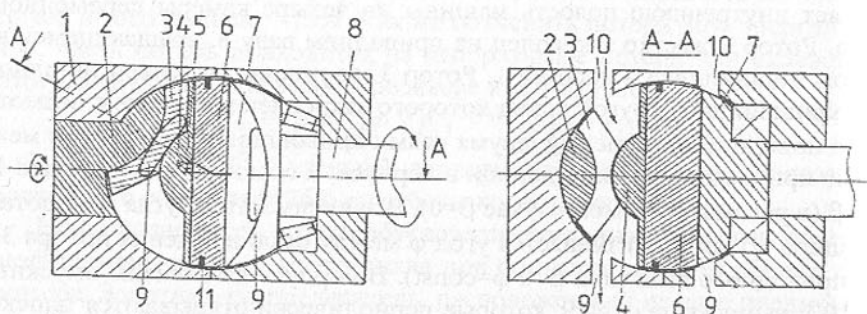


Рис. 4. Роторный сферический пневмомотор. Впуск в камеру 3, выпуск из камеры 4.

Так, длина четырех кольцевых уплотнений в пневмомоторе "Exchem" составляет 690 мм. В сферическом пневмомоторе с таким же рабочим объемом ($V_p = 350 \text{ см}^3$, диаметр сферы $D = 110 \text{ мм}$) длина уплотняющего кольца на диске равна 345 мм, еще столько же дают уплотнения пальца, полуцилиндрического вала и роторов. Таким образом, общая длина уплотнений в обоих случаях одинакова. Средняя скорость уплотняющего кольца в первом случае равна 21,6 м/с, во втором же случае, с учетом проскальзывания кольца относительно диска, при тех же оборотах она составляет 25 м/с [3] – разница небольшая. Потери на трение также сопоставимы по величине.

Главным преимуществом роторного сферического пневмомотора является совмещение рабочей машины с золотниковым устройством. Это позволяет свести практически к нулю мертвый объем и связанные с ним потери эффективности, которые, как было показано выше, составляют около

50% для пневмомотора "Exchem", а для отечественных пневмомоторов и того больше. Индикаторная диаграмма рабочего цикла роторного сферического пневмомотора при одинаковом с зарубежным аналогом расходе сжатого воздуха показана на рис. 2 (линия 2). Максимальное давление цикла увеличилось до 0,55 МПа, противодействие выпуска снизилось до 0,12 МПа. Работа цикла выросла вдвое, следовательно, и мощность при той же скорости вращения теперь составит 30 кВт. Однако такая мощность будет избыточной для анкерного бурильного станка. Поэтому целесообразно снизить вдвое скорость вращения (до 9000 об/мин) и расход сжатого воздуха (до $1,5 \text{ м}^3/\text{мин}$). Это позволит, сохранив мощность и вес установки на уровне аналога, еще больше снизить механические и газодинамические потери, увеличить ресурс пневмомотора, что особенно важно на этапе его внедрения. Вдвое уменьшатся расходы на компрессорное оборудование, поскольку необходимая мощность электропривода составит 50 кВт при рабочем объеме компрессора 7,5 л, или возможно использовать тот же компрессор для питания двух станков. Кроме того, можно еще больше увеличить эффективность пневмомотора, осуществляя регулирование рабочего режима изменением фаз впуска-выпуска, поворачивая кривошип, о чем говорилось выше. Такой способ регулирования более выгоден, поскольку уменьшаются потери на дросселирование.

Все вышесказанное подтверждает целесообразность разработки и внедрения новых перспективных роторных сферических пневмомоторов как для анкерных буровых станков, так и для другой горной техники.

Список литературы: 1. TURBO bolter and drilling machine with 3-stages air-suspension. Manual guide. Exchem mining & construction. 2. С.А. Цикра. Исследование особенностей кинематики сферической объемной роторной машины / Прогрессивные технологии и системы машиностроения. Вып. 18. Донецк, 2001. 3. С.А. Цикра. Двухтактный роторный сферический двигатель с управляемыми параметрами / Вестник Донбасской государственной академии строительства и архитектуры, 2000.

Статья поступила в редакцию 25.05.2002 г.

НЕЛИНЕЙНЫЕ ЭФФЕКТЫ УПРУГОЙ ФИЛЬТРАЦИИ В ПРОЦЕССАХ ПНЕВМОТРАНСПОРТА.

Чальцев М.Н., Мусиенко В.Н. (АДИ ДонНТУ, г. Горловка, Украина)

The approached decision of the nonlinear equation in partial derivatives, describing compressible filtration of gases in bulk materials in pneumatic convey-

ing systems, suitable for calculation of pressure in bunkers and pipelines of a various configuration is given.

Упругая фильтрация газов через слой сыпучего транспортируемого материала описывается уравнением пьезопроводности следующего вида [1]:

$$C \frac{\partial P}{\partial t} + \nabla \cdot (K \nabla P) = 0, \quad (1)$$

в котором:

$$C = m_0 \rho_0 (\beta_1 - \beta_2),$$

где m_0 – пористость, определяемая при начальном давлении P_0 ; ρ_0 – плотность газа при том же давлении; β_1, β_2 – соответственно коэффициенты объемного сжатия воздуха и сыпучей среды.

$$K = \frac{k_0 (1 - \beta_1 P)}{\nu},$$

где k_0 – коэффициент проницаемости сыпучей среды; ν – коэффициент кинематической вязкости воздуха; P – рабочее давление.

Уравнение (1) нелинейно относительно давления. Его интегрирование наталкивается на большие математические трудности. Поэтому используем приближенный метод малого параметра, широко применяемый в механике.

В качестве малого параметра выберем безразмерную величину $\varepsilon = \beta_1 (P - P_0)$, представляющую отношение перепада давления к объемному модулю упругости воздуха.

Модуль упругости газа может быть вычислен по формуле [2]:

$$K_{об} = -V \frac{\partial P}{\partial V}, \quad (2)$$

где V – объем, занимаемый газом.

Наиболее распространенным являются изотермический и адиабатный модули упругости, вычисляемые соответственно при постоянной температуре и энтропии по формулам:

$$K_T = -V \left(\frac{\partial P}{\partial V} \right)_T; \quad K_S = -V \left(\frac{\partial P}{\partial V} \right)_S. \quad (3)$$

При этом отношение этих модулей равно отношению теплоемкостей при постоянном давлении C_p и постоянном объеме C_v [2]:

$$\frac{K_S}{K_T} = \frac{C_p}{C_v}. \quad (4)$$

Вместо объема можно использовать удельный объем или плотность газа. В таком случае модуль упругости вычисляется аналогично по формуле [3]:

$$K_{об} = -\rho \frac{\partial P}{\partial \rho}. \quad (5)$$

Как и выше, можно вычислить изотермический и адиабатический модули упругости. Их отношение так же будет равно отношению теплоемкостей.

Для того, чтобы воспользоваться приведенными выше формулами необходимо привлечь уравнение состояния газа.

Использование уравнения Менделеева–Клапейрона не целесообразно в нашем случае ввиду того, что оно описывает состояние сильно разреженных газов и не учитывает взаимодействие между его молекулами.

Для газа Ван-дер-Ваальса, уравнение состояния которого имеет вид [2]:

$$\left(P + \frac{a}{V^2} \right) (V - b) = kT, \quad (6)$$

где b – постоянная, определяющая поправку на объем молекул; a – постоянная, определяющая поправку на внутримолекулярное давление $\left(P_M = \frac{a}{V^2} \right)$; k – газовая постоянная; T – абсолютная температура газа. Модуль упругости вычисляются по формуле:

$$K_T = \frac{kT}{V(1-\beta)^2} - 2P_M = \frac{P_H - 2(1-\beta)^2 P_M}{(1-\beta)^2}, \quad (7)$$

где $\beta = \frac{b}{V}$ – объем молекул в общем объеме газа; P_H – давление, вычисленное для идеального газа $\left(P_H = \frac{kT}{V} \right)$; P_M – внутримолекулярное давление.

Аналогично можно вычислить модуль упругости для газов Дитеречи, Бертло, Лоренца и др., уравнения состояния которых приведено в литературе [2].

Однако, заметим, что известные зависимости лишь приближенно описывают состояния газов, тем более газовых смесей, таких как воздух. Поэтому целесообразно определить модуль упругости воздуха опытным путем.

В данной работе предполагается использование экспериментально установленного модуля упругости и обратной ему величины – коэффициента объемного сжатия. Причем эти величины вычислены для давления P_0 , соответствующего давлению газа в сыпучей транспортируемой смеси до начала фильтрации. Очевидно, чем выше P_0 , тем больше модуль упругости. Значит степень малости параметра ε существенно зависит от значения

давления P_0 . Мы предполагаем, что давление P_0 соответствует значению $\varepsilon < 0,3$. Поэтому считаем возможным применение метода малого параметра для решения нелинейного уравнения пьезопроводности (1).

В этом уравнении постоянная C имеет тот же смысл, что и теплоемкость в уравнении теплопроводности. Поэтому имеет смысл назвать эту величину пьезоемкостью. Ее размерность обратна размерности квадрата скорости. Численное значение C^{-1} близко к квадрату скорости звука в некотором твердом пористом теле.

Величина K в уравнении (1) определяет коэффициент фильтрации, аналогичный коэффициенту теплопроводности в уравнении теплопроводности. В рассматриваемом нами уравнении K линейно зависит от рабочего давления P .

Введем обозначения, преобразуя коэффициент фильтрации к такому виду:

$$K = \frac{k_0(1 - \beta_1 P)}{\nu} = \frac{k_0(1 + \beta_1 P_0)}{\nu} - \frac{k_0}{\nu} \beta_1 (P - P_0) = K_0 - \frac{k_0}{\nu} \varepsilon, \quad (8)$$

где

$$K_0 = \frac{k_0(1 - \beta_1 P_0)}{\nu}; \quad (9)$$

$$\varepsilon = \beta_1 (P - P_0).$$

Отношение коэффициента фильтрации к пьезоемкости называется коэффициентом пьезопроводности, который аналогичен коэффициенту теплопроводности.

$$\chi = \frac{K}{C} = \frac{K_0}{C} - \frac{k_0}{\nu C} \varepsilon = \chi_0 - \frac{k_0}{\nu C} \varepsilon, \quad (10)$$

где $\chi_0 = \frac{K_0}{C}$ — коэффициент пьезопроводности, соответствующий постоянному коэффициенту фильтрации K_0 .

В соответствии с выше обозначенными величинами уравнение (1) представляется в таком виде:

$$C \frac{\partial P}{\partial t} = \nabla \cdot \left(\left(K_0 - \frac{k_0}{\nu} \varepsilon \right) \cdot \nabla P \right). \quad (11)$$

Или, что то же

$$\frac{\partial P}{\partial t} = \nabla \cdot \left(\left(\chi_0 - \frac{k_0}{\nu C} \varepsilon \right) \cdot \nabla P \right). \quad (12)$$

Согласно методу малого параметра [5] решение уравнения (11) или (12) ищем в виде:

$$P = \sum_{m=0}^{\infty} Q_m \varepsilon^m, \quad (13)$$

где Q_m — функциональные коэффициенты степенного ряда определяемые из решения уравнения (11).

В дальнейшем мы предполагаем, что давление удовлетворяет всем условиям теоремы Пуанкаре об аналитической зависимости решения от параметра [5]. Поэтому считаем P аналитической функцией координат времени и переменных Q_m .

В этом случае уравнение (11) с учетом (13) записывается так:

$$C \sum_0^{\infty} \frac{\partial Q_m}{\partial t} \varepsilon^m = K_0 \left(1 - \frac{k_0}{\nu K_0} \varepsilon \right) \cdot \sum (\Delta Q_m) \varepsilon^m =$$

$$= K_0 \sum_0^{\infty} (\Delta Q_m) \varepsilon^m - \frac{k_0}{\nu} \sum_0^{\infty} (\Delta Q_m) \varepsilon^{m+1}, \quad (14)$$

где $\Delta(\dots)$ — оператор Лапласа.

Приравнявая коэффициенты при одинаковых степенях ε получаем рекуррентное уравнение

$$C \frac{\partial Q_m}{\partial t} - K_0 \Delta Q_m = - \frac{k_0}{\nu} \Delta Q_{m-1}. \quad (15)$$

Таким образом, уравнение (15) устанавливает зависимость последующего решения от предыдущего. Если известно нулевое приближение, то все последующие приближения определяются из неоднородного уравнения пьезопроводности, в правой части которого стоит известная функция.

Общее решение уравнения (11) и соответствующих ему уравнений (14) и (15) будем искать в виде суммы решений однородного уравнения (15) для нулевого приближения, удовлетворяющего неоднородным краевым условиям, и неоднородных уравнений (15) для последующих приближений с однородными краевыми условиями. Тем самым мы удовлетворим и краевым условиям задачи и уравнению (15).

Решим уравнение (11) с краевыми условиями следующего вида [1]:

$$P(x, y, z, t = 0) = P_0 = const;$$

$$P(x, y, z = 0, t) = P_1 = const;$$

$$P(x, y, z = H, t) = P_2 = const;$$

$$\frac{\partial P}{\partial x} \Big|_{x=0} = 0; \quad \frac{\partial P}{\partial y} \Big|_{y=0} = 0.$$

$$(16)$$

Уравнения (16) описывают условия фильтрации газа через слой сыпучего материала в бункере в форме прямоугольного параллелепипеда размерами $a \times b \times H$, заполненного пористой сыпучей средой, в которой до начала фильтрации установилось постоянное давление P_0 . Затем на торцы $z = 0, z = H$ подали давление соответственно P_1 и P_2 и поддерживали его до

конца фильтрации. Боковые поверхности $x=0$, $x=a$, $y=0$, $y=b$ непроницаемы для газа.

При заданных краевых условиях (16) введем декартову систему координат x , y , z . Очевидно, в силу условий (16), давление не будет зависеть от координат x , y . Поэтому уравнение (15) принимает следующий вид:

$$C \frac{\partial Q_m}{\partial t} - K_0 \frac{\partial^2 Q_m}{\partial z^2} = -\frac{k_0}{v} \frac{\partial^2 Q_{m-1}}{\partial z^2}. \quad (17)$$

Нулевое приближение, удовлетворяющее однородному уравнению (17) с неоднородными краевыми условиями (16) представляется в виде ряда Фурье [1]:

$$Q_0 = P_1 + \frac{P_2 - P_1}{H} \cdot z + \frac{2(P_2 - P_1)}{\pi} \sum_1^{\infty} \frac{1 - (-1)^n (1 - \alpha)}{n} e^{-\lambda_n z_0 t} \sin \frac{\pi n}{H} z \quad (18)$$

где $\lambda_n = \left(\frac{\pi n}{H}\right)^2$; $\alpha = \frac{P_2 - P_1}{P_0 - P_1}$.

Непосредственной проверкой можно убедиться в том, что функция Q_0 удовлетворяет условиям (16) и уравнению:

$$C \frac{\partial Q_0}{\partial t} - K_0 \frac{\partial^2 Q_0}{\partial z^2} = 0. \quad (19)$$

Определяем первое приближение из уравнения

$$C \frac{\partial Q_1}{\partial t} - K_0 \frac{\partial^2 Q_1}{\partial z^2} = \frac{k_0}{v} \frac{\partial^2 Q_0}{\partial z^2}. \quad (20)$$

Из уравнения (18) получим

$$\frac{k_0}{v} \frac{\partial^2 Q_0}{\partial z^2} = \frac{2(P_0 - P_1)}{\pi} \cdot \frac{k_0}{v} \sum_1^{\infty} \lambda_n C_n e^{-\lambda_n z_0 t} \sin \frac{\pi n}{H} z, \quad (21)$$

где $C_n = \frac{1 - (-1)^n (1 - \alpha)}{n}$.

Учитывая то, что правая часть уравнения (20) представляется согласно (21) в виде ряда Фурье, общее решение неоднородного уравнения (20), согласно [5], будем искать также в виде следующего ряда Фурье.

$$Q_1 = \sum_1^{\infty} U_{1n}(t) \sin \frac{\pi n}{H} z. \quad (22)$$

Определению подлежат функциональные коэффициенты этого ряда U_{1n} , зависящие только от времени.

Функция Q_{x1} , должна удовлетворять однородным краевым условиям.

$$Q_1|_{z=0} = 0; \quad Q_1|_{z=H} = 0; \quad Q_1|_{t=0} = 0. \quad (23)$$

В силу однородности начального условия функции U_{1n} должны удовлетворять однородным начальным условиям

$$U_{1n}(0) = 0. \quad (24)$$

Подставим выражения (21) и (22) в уравнение (20).

В результате получаем

$$\sum_1^{\infty} (C U'_{1n} + K_0 \lambda_n U_{1n}) \sin \frac{\pi n}{H} z = \frac{2(P_0 - P_1)}{\pi} \cdot \frac{k_0}{v} \sum_1^{\infty} \lambda_n C_n e^{-\lambda_n z_0 t} \sin \frac{\pi n}{H} z, \quad (25)$$

где $U'_{1n} = \frac{dU_{1n}}{dt}$.

Уравнение (25) будет удовлетворено, если функции $U_{1n}(t)$ выбрать, как решение линейного дифференциального уравнения:

$$C U'_{1n} + K_0 \lambda_n U_{1n} = \frac{2(P_0 - P_1)}{\pi} \cdot \frac{k_0}{v} C_n \lambda_n e^{-\lambda_n z_0 t}. \quad (26)$$

Общее решение уравнения (26) с начальным условием (24) имеет вид:

$$U_{1n} = \frac{2(P_0 - P_1)}{\pi} \cdot \frac{k_0}{v} C_n \lambda_n t e^{-\lambda_n z_0 t}. \quad (27)$$

Таким образом, функции $U_{1n}(t)$ определены. Первое приближение согласно (22) и (27) представляется следующей формулой:

$$Q_1 = \frac{2(P_0 - P_1)}{\pi} \cdot \frac{k_0}{v} \sum_1^{\infty} C_n \lambda_n t e^{-\lambda_n z_0 t} \sin \frac{\pi n}{H} z. \quad (28)$$

Аналогично определяем второе приближение из уравнения

$$C \frac{\partial Q_2}{\partial t} - K_0 \frac{\partial^2 Q_2}{\partial z^2} = -\frac{k_0}{v} \frac{\partial^2 Q_1}{\partial z^2}. \quad (29)$$

Согласно (28) правая часть уравнения (29) имеет вид:

$$-\frac{k_0}{v} \frac{\partial^2 Q_1}{\partial z^2} = \frac{2(P_0 - P_1)}{\pi} \left(\frac{k_0}{v}\right)^2 \cdot \sum_1^{\infty} C_n \lambda_n t e^{-\lambda_n z_0 t} \sin \frac{\pi n}{H} z. \quad (30)$$

Как и для первого приближения второе приближение представим в виде ряда Фурье

$$Q_2 = \sum_1^{\infty} U_{2n}(t) \sin \frac{\pi n}{H} z. \quad (31)$$

Функциональные коэффициенты ряда (31) определяются из уравнения

$$C U'_{2n} + K_0 \lambda_n U_{2n} = \frac{2(P_0 - P_1)}{\pi} \left(\frac{k_0 \lambda_n}{v}\right)^2 e_n t e^{-\lambda_n z_0 t}. \quad (32)$$

Функции U_{2n} должны удовлетворять однородным начальным условиями

$$U_{2n}(0) = 0 \quad (33)$$

Решение уравнения (32) с начальными условиями (33) имеет вид:

$$U_{2n} = \frac{2(P_0 - P_1)}{\pi} \left(\frac{k_0 \lambda_n}{\nu C} \right) \frac{t^2}{2} C_n e^{-\lambda_n \chi_0 t} \quad (34)$$

Согласно (31) с учетом (34) решение для второго приближения записывается так:

$$Q_2 = \frac{2(P_0 - P_1)}{\pi} \cdot \frac{\left(\frac{k_0 t}{\nu C} \right)^2}{1 \cdot 2} \sum_1^{\infty} \lambda_n^2 C_n t e^{-\lambda_n \chi_0 t} \sin \frac{\pi n}{H} z \quad (35)$$

Третье и последующие приближения находят аналогичными действиями, указанными выше. Поэтому, не повторяя предыдущих выкладок, приведем выражение для общего члена ряда (13)

$$Q_m = \frac{2(P_0 - P_1)}{\pi} \cdot \frac{\left(\frac{k_0 t}{\nu C} \right)^m}{m!} \sum_1^{\infty} \lambda_n^m C_n t e^{-\lambda_n \chi_0 t} \sin \frac{\pi n}{H} z \quad (36)$$

Таким образом, общее решение уравнения (1) на основании (13) и (36) представляется в виде двойного ряда Фурье.

$$P = P_1 + \frac{P_2 - P_1}{H} z + \frac{2(P_0 - P_1)}{\pi} \sum_{m=0}^{\infty} \sum_{n=1}^{\infty} C_n \left(\frac{k_0 t}{\nu C} \right)^m \frac{\lambda_n^m}{m!} \varepsilon^m e^{-\lambda_n \chi_0 t} \sin \frac{\pi n}{H} z \quad (37)$$

Уравнение (37) можно представить в более компактном виде, если учесть, что коэффициент двойного ряда

$$A_m = \frac{1}{m!} \left(\frac{k_0 \lambda_n \varepsilon t}{\nu C} \right)^m \quad (38)$$

где $m \in [0, \infty]$, определяет разложение функции $\exp\left(\frac{k_0 \lambda_0 \varepsilon}{\nu C} t\right)$ в степенной ряд.

Иначе
$$\exp\left(\frac{k_0 \lambda_0 \varepsilon}{\nu C} t\right) = \sum_{m=0}^{\infty} \frac{1}{m!} \left(\frac{k_0 \lambda_0 \varepsilon t}{\nu C} \right)^m \quad (39)$$

Поэтому уравнение (37) принимает окончательный вид:

$$P = P_1 + \frac{P_2 - P_1}{H} z + \frac{2(P_0 - P_1)}{\pi} \sum_1^{\infty} C_n e^{-\left(\chi_0 - \frac{k_0 \varepsilon}{\nu C}\right) \lambda_n t} \sin \frac{\pi n}{H} z \quad (40)$$

Уравнение (40) является приближенным решением нелинейного уравнения пьезопроводности упругой фильтрации (1). Его можно использовать при изучении малых возмущений системы при отклонении ее от равновесного начального состояния, характеризуемого давлением P_0 . И это

возмущение задается малым параметром $\varepsilon = \beta_1(P - P_0) < 1$.

Сравнивая уравнения (18) и (40), можно заключить, что различие невозмущенного и возмущенного состояний системы определяется коэффициентом пьезопроводности, характеризующим скорость затухания процесса, в качестве которого для возмущенного состояния нужно принять величину χ , определяемую формулой (10). При этом в возмущенном состоянии процесс затухает медленней.

Уравнение (40) трансцендентно относительно давления. Поэтому, применяя это уравнение, мы можем определить не само давление, а интервал, в котором оно изменяется при заданном возмущении через параметр ε .

Более точное значение давления можно получить, используя вариационные принципы термодинамики [6].

Список литературы. 1. Чальцев М.Н. Пневмотранспорт в режиме упругой фильтрации/Прогрессивные технологии и системы машиностроения. – Донецк: ДонНТУ, 2002. – № 21. 2. Базаров И.П. Термодинамика. – М.: Высшая школа, 1983. – С.25–27,39. 3. Сергель О.С. Прикладная гидрогазодинамика. М.: Машиностроение. 1981. – С.21. 4. Эльсгольд Л.Э. Дифференциальные уравнения и вариационное исчисление. – М.: Наука, 1969. – С.147–158. 5. Тихонов А.Н., Самарский А.А. Уравнения математической физики. – М.: Наука, 1977. – С.180–241. 6. Базаров И.П., Геворян Э.В., Николаев П.Н. Неравновесная термодинамика и физическая кинетика. – М.: Изд-во МГУ, 1989. – С 16–20.

Статья поступила в редакцию 14.05.2002 г.

ВЫБОР АЛГОРИТМОВ УПРАВЛЕНИЯ ДИНАМИЧЕСКОЙ СИСТЕМОЙ МЕТАЛЛОРЕЖУЩИХ СТАНКОВ

Чахор Г., Абакумов А., Тараненко В. (Политехника Опольска, СНТУ, СамГТУ, г.Ополе, г.Самара, г.Севастополь, Польша, Россия, Украина)

The paper presents several adaptive control algorithms for metal cutting process using the feed as control variable. The results of the paper indicate that chosen control algorithms can be used effectively for control of cutting process.

Вопросы синтеза адаптивных систем управления динамическими системами (ДС) рассматриваются для управления упругими деформациями ДС по каналу скорости продольной подачи. Полученные при этом результаты в силу аналогий математических моделей могут быть распространены и на случай управления с выходной координатой в виде составляющих сил резания.

Математическая модель объекта управления, когда за его выходную координату принимаются составляющие g_i упругих деформаций, а за входную – скорость f продольной подачи, может быть для практически важных случаев аппроксимирована передаточной функцией апериодического звена второго порядка [1]:

$$G_0(s) = \frac{\Delta g_i(s)}{\Delta f(s)} = \frac{K_0}{(T_{01}s + 1)(T_{02}s + 1)}$$

Коэффициент передачи K_0 и постоянные времени T_0 объекта зависят от частоты n вращения детали, коэффициентов передачи m_i, n_i процесса резания, а также от коэффициентов передачи h_{ij} упругой системы по отдельным координатам и определяются соответствующими зависимостями [1,2]. В связи с вариацией параметров объекта управления для достижения высокого качества управления необходимо обеспечивать перенастройку параметров системы автоматического управления. Такая перенастройка может быть, в частности, осуществлена за счет изменения коэффициентов передачи регулятора системы управления. Техническая реализация САУ ДС универсальных станков, неоснащенных УЧПУ, оправдана в условиях крупносерийного производства, когда необходимость в перенастройке возникает весьма редко. В условиях мелкосерийного производства с частым изменением номенклатуры обрабатываемых деталей необходима автоматическая перенастройка системы.

Вследствие малого периода функционирования станков и высокой скорости изменения параметров объекта, соизмеримой со скоростью изменения его координат, представляется целесообразным проанализировать возможности использования беспоисковых самонастраивающихся систем, обеспечивающих более высокий темп адаптации, чем поисковые. Дополнительным фактором, осложняющим синтез САУ ДС токарных станков, являются противоречивые требования к ее динамическим свойствам.

С одной стороны, для того чтобы система эффективно парировала возмущения в виде резких изменений припуска вдоль оси детали, полоса пропускания системы по отношению к управляющему воздействию должна быть максимально широкой. В то же время полосу пропускания необходимо ограничивать так, чтобы САУ была малочувствительной к периодическим возмущениям, связанных с погрешностью формы детали в поперечном сечении [3].

Рассмотрим последнее требование более подробно. Предположим, что обрабатываемая заготовка имеет эксцентриситет, и в течение оборота детали припуск на обработку (здесь и далее имеется в виду приращение переменных) изменяется по гармоническому закону с амплитудой b_m и час-

тотой ω

$$\Delta b(t) = b_m \sin \omega t, \omega = \frac{2\pi n}{60} = \frac{2\pi}{\tau} \quad (1)$$

Используя линеаризованную модель процесса резания [1], для составляющих усилия резания можно записать

$$\Delta F_i(t) = m_i \Delta a(t) + n_i \Delta b(t) \quad (2)$$

В гипотетической замкнутой САУ с бесконечной полосой пропускания приращения усилия резания и порождаемое им приращение упругих деформаций будет полностью подавляться действием обратной связи: $\Delta F_i(t) = 0$. А закон изменения толщины среза будет иметь вид:

$$\Delta a(t) = -\frac{n_i}{m_i} b_m \sin \omega t = a_m \sin(\omega t - \pi); a_m = \frac{n_i}{m_i} b_m \quad (3)$$

Приращение толщины среза определяется приращением положения режущей кромки резца вдоль оси детали в текущий момент времени $\Delta x(t)$ и в момент времени предыдущего оборота детали $\Delta x(t - \tau)$:

$$\Delta a(t) = \Delta x(t) - \Delta x(t - \tau) \quad (4)$$

Предположим, что на предыдущем обороте детали приращение координаты $\Delta x(t - \tau)$ происходило по гармоническому закону с амплитудой x_1 :

$$\Delta x(t - \tau) = x_1 \sin(\omega t - \pi) \quad (5)$$

Тогда на текущем обороте приращение координаты $\Delta x(t)$, с учетом (3)-(5), будет

$$\Delta x(t) = \Delta a(t) + \Delta x(t - \tau) = (a_m + x_1) \sin(\omega t - \pi) \quad (6)$$

Следовательно, на текущем обороте координата $\Delta x(t)$ будет изменяться по гармоническому закону с амплитудой, равной $(a_m + x_1)$. Продолжая анализ для последующих оборотов детали, можно убедиться, что на каждом обороте амплитуда изменения координаты $x(t)$ получает дополнительное приращение, то есть вследствие нарастания амплитуды возмущения увеличивается и амплитуда управляющего воздействия. Полученный вывод качественно справедлив и для реальной системы с достаточно широкой полосой пропускания.

Для исключения подобных процессов необходимо ограничивать полосу пропускания так, чтобы САУ была нечувствительна к периодическим воздействиям с частотами равными и большими первого «критического» значения $\omega_k = \frac{2\pi}{\tau}$. Причем, для достижения предельно высоких динамических характеристик следует перенастраивать полосу пропускания системы в функции значения n , изменяющегося в широком диапазоне.

При синтезе возникает вопрос о выборе некоторой базовой настройки САУ, которая должна быть реализована в процессе предиктивной адаптации. Известно [4-6], что в классе линейных систем при ограничениях на полосу пропускания системы. оптимальное по близким критериям управление достигается за счет использования широко применяемых в модальном управлении типовых настроек. Такие настройки задают требуемое расположение корней характеристического полинома замкнутой системы и, соответственно, параметры знаменателя передаточной функции в предположении равенства единице полинома числителя.

Стандартные выражения для полинома $A(s)$ знаменателя при различных типовых настройках для систем второго порядка могут быть представлены в виде [4]:

1. Биномиальная форма

$$A(s) = T^2 s + 2Ts + 1.$$

2. Форма Баттерворта

$$A(s) = T^2 s + 1,4Ts + 1.$$

3. Форма, соответствующая минимуму интеграла

$$\int_0^{\infty} (1 - x_0(t))^2 dt \quad (7)$$

$$A(s) = T^2 s + Ts + 1.$$

4. Форма по минимуму интеграла

$$\int_0^{\infty} t |1 - x_0(t)| dt \quad (8)$$

совпадает с формой Баттерворта. В приведенных выражениях постоянная T может рассматриваться как «малая» постоянная, ограничивающая полосу пропускания системы.

Стандартные формы позволяют оптимизировать переходный процесс по управляющему воздействию, для рассматриваемых же систем наибольший интерес представляет качество управления при действии возмущений. Сравним показатели качества в системах со стандартными настройками при действии возмущений.

На основании приведенных выражений для стандартных форм не сложно найти отвечающие им передаточные функции $G_n(s)$ разомкнутых систем и, приняв передаточную функцию объекта по возмущению в виде аperiodического звена

$$G_{oz}(s) = \frac{1}{T_{oz}s + 1},$$

с учетом структуры по рис.1, получить соотношения для передаточных

функций разомкнутой $G_n(s)$ и замкнутой $G_{zz}(s)$ системы относительно возмущения:

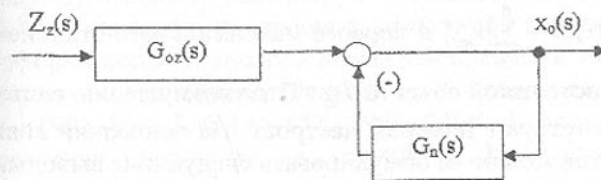


Рис.1. Структурная схема системы

1. Биномиальная форма

$$G_n(s) = \frac{1}{2Ts(\frac{T}{2}s + 1)},$$

$$G_{zz}(s) = \frac{x_0(s)}{Z_z(s)} = \frac{2Ts(\frac{T}{2}s + 1)}{(T^2s + 2Ts + 1)(T_{oz}s + 1)}.$$

2. Форма Баттерворта

$$G_n(s) = \frac{1}{1,41Ts(\frac{T}{1,41}s + 1)}, \quad (9)$$

$$G_{zz}(s) = \frac{x_0(s)}{Z_z(s)} = \frac{1,41Ts(\frac{T}{1,41}s + 1)}{(T^2s + 1,41Ts + 1)(T_{oz}s + 1)}$$

3. Форма, соответствующая минимуму интеграла (7),

$$G_n(s) = \frac{1}{Ts(Ts + 1)},$$

$$G_{zz}(s) = \frac{x_0(s)}{Z_z(s)} = \frac{Ts(Ts + 1)}{(T^2s + Ts + 1)(T_{oz}s + 1)}$$

На основе приведенных выражений с использованием обратного преобразования Лапласа получены аналитические выражения для переходных функций систем при различных стандартных настройках. На ЭВМ рассчитаны кривые переходных процессов для различных значений относительного значения постоянной $T^* = T_{oz} / T$ объекта по возмущению и выявлены показатели качества.

В качестве примера на рис.2,а приведены переходные функции для $T^* = 1$; номера кривой на этом рисунке соответствуют номерам настроек. На рис.2,б приведены зависимости значений принятого критерия оптимизации $J_0 = \int_{-\infty}^{+\infty} x_0^2(t)dt + \sum_{i=1}^n |x_{mi}|$ и первого максимального отклонения x_{m1} от относительной постоянной объекта T_{oz} / T по возмущению системы; номера кривых соответствуют номерам настроек. На основании анализа полученных результатов можно сформулировать следующие выводы.

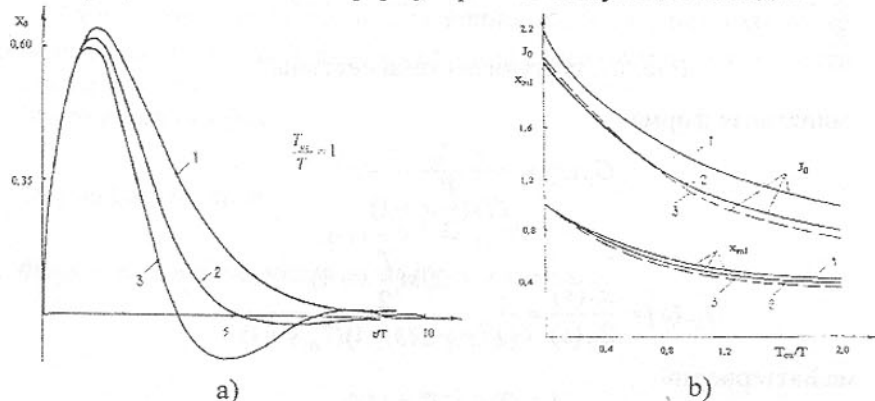


Рис.2. Переходные характеристики и показатели качества управления при типовых настройках

Настройка 3 обеспечивает минимальное значение первого „выброса“ x_{m1} в кривой переходного процесса, однако, при малых значениях T^* кривая имеет значительный „провал“ x_{m2} ; настройка 1 дает наибольшее значение x_{m1} , при этом $x_{m2} = 0$; показатели настройки 2 занимают промежуточное значение.

Значения принятого критерия J_0 зависят от относительной постоянной T^* ; для $T^* < 0,75$ лучшие результаты обеспечивает настройка 2, для больших значений T^* - настройка 3. Отличие критерия J_0 при использовании настроек 2 и 3 в диапазоне $0,1 < T^* < 2,0$ не превышает 13%.

Учитывая меньшую колебательность переходной характеристики в случае использования формы Баттерворта, указанная настройка принята далее в качестве базовой.

Список литературы: 1. Тараненко В.А., Абакумов А.М. Динамические модели для оценки точности технологических систем.-М.:

ВНИИТЭМР, 1989.-56с. 2. Абакумов А.М., Косатенко Н.Е., Тараненко В.А. Аппроксимированные математические модели технологического процесса продольного точения деталей//Оптимизация производственных процессов: Вып.1. Сб.науч.тр./Севастоп.гос.техн.ун-т.-Севастополь:1999.-С.79-81. 3. Абакумов А.М. Концепция построения адаптивной системы управления упругими деформациями технологической системы при металлообработке//Оптимизация производственных процессов:Науч.-техн.сб.-Севастополь, 1995.-Вып.3.-С.145-152. 1983.-240с. 4. Кузовков Н.Т. Модальное управление и наблюдающие устройства.-М.:Машиностроение, 5. Раппопорт Н.Т. Системы подчиненного регулирования электроприводов постоянного тока.-Куйбышев, 1985.-56с.6. Фрер Ф., Ортенбургер Ф. Введение в электронную технику регулирования.-М.: Энергия, 1973.-426с.

Статья поступила в редакцию 21.05.2002 г.

ИССЛЕДОВАНИЕ СТРУКТУРЫ АЗОТИРОВАННОЙ ПОВЕРХНОСТИ ПОРШНЕВЫХ КОЛЕЦ, ОБРАБОТАННОЙ ЛАЗЕРОМ

Чернета О.Г., Коробочка А.Н., Нестеренко А.М., Внуков Ю.Н., Козина Н.Н., Пустовойт А.М. (ДГТУ, ДКХЗ, г. Днепропетровск, ИЧМ НАН Украины, ЗНТУ, г. Запорожье Украина)

New technology method of laser treatment of the work surface of nitric piston rings has been proposed. These actions given the structure and gardenite (one of the kinds of martensite), carconitrics of $Me_7(CN)_3$ and nitric of type Fe_3N in steel of 50HFA.

Микроструктуры поверхности азотированных поршневых колец двигателей внутреннего сгорания с последующей лазерной обработкой, полученные с помощью электронного микроскопа УЭМВ-100А и представленные на рис. 1 – 4, наглядно показывают, что образовавшаяся на поверхности образцов в результате лазерного воздействия α -фаза, имеет структуру с высокой плотностью дислокаций (порядка $10^{11} - 10^{12} \text{ см}^{-2}$), характерные для мартенсита. Упорядоченные элементы тонкого строения в виде игл или реек, пластин (пакетов), характерные для мартенсита, образующегося в сталях при объёмной закалке [1,2].

В структуре мартенсита исследованных образцов только в отдельных случаях выявляются, как показывает рис.2, соприкасающиеся кристаллы – широкие пластины (рейки) α - фазы, кристаллографически сопрягающиеся – расположение решеток которых фиксируется на электронограмме. При этом, как показала расшифровка, направление в решетке $[211]$ одного из соприкасающихся кристаллов α - фазы (рис.2а), параллельно направлению $[100]$ другого (рис.2 б).

Для мартенсита, полученного при $\gamma \rightarrow \alpha$ - превращении в результате лазерного воздействия, характерно наличие в отдельных областях микродвойников (рис.4а), в которых как показала расшифровка электронограммы (рис.4б), между матричным кристаллом и микродвойниковой составляющей наблюдается следующее

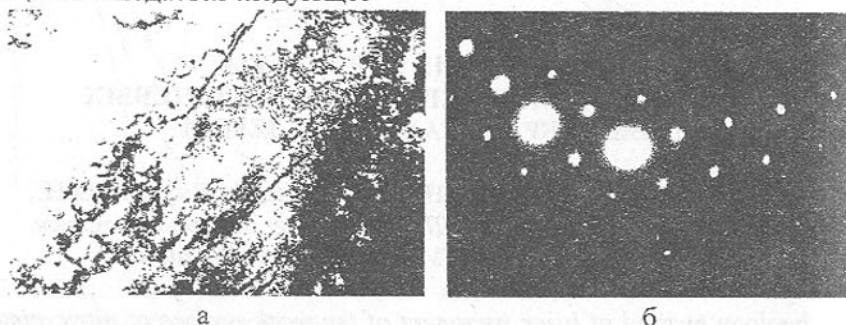


Рис. 1. Микроструктура (а) и микродифракционная картина (б) мартенситной фазы в поверхностной зоне пятна лазерного воздействия на образце: а – $\times 36000$; б – ось зоны электронограммы $[111]_{\alpha}$

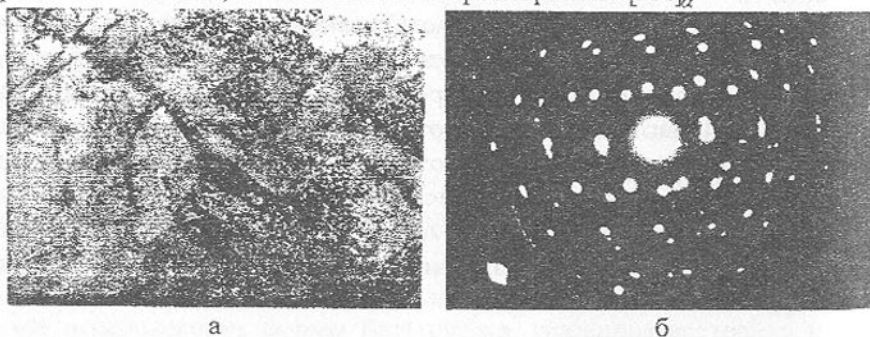


Рис. 2. Микроструктура (а) и микродифракционная картина (б) мартенситной фазы в поверхностной зоне пятна лазерного воздействия на образце: а – $\times 54000$; б – ось зоны электронограммы $[211]_{\alpha}$ и $[100]_{\alpha}$

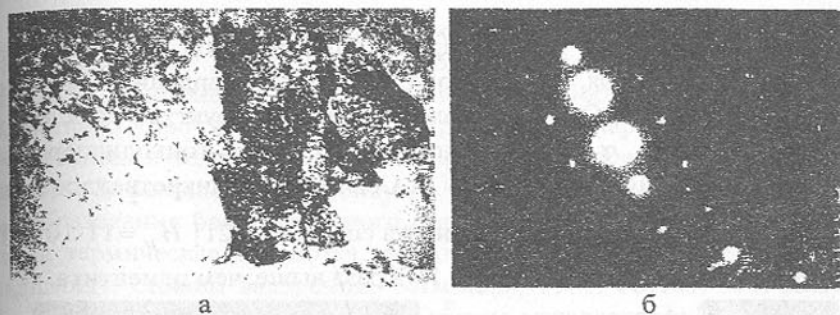


Рис. 3. Микроструктура (а) и микродифракционная картина (б) мартенситной фазы в поверхностной зоне пятна лазерного воздействия на образце (соотношение ориентировок $[1\bar{1}0]_{\alpha} \parallel [\bar{1}\bar{1}4]_{\beta\alpha}$): а – $\times 54000$; б – ось зоны электронограммы $[100]_{\alpha}$

Микродвойники сопрягаются по плоскости (112) , являющейся, таким образом, плоскостью двойникования. Из рис.4а следует, что микрограницы между элементами строения мартенситной α - фазы размыты, т.е. уровень микронапряжений в ней является высоким. Двойниковую природу имеют также наблюдающиеся полосы в центральной части мартенситного кристалла на рис.1а.

Следовательно, из-за крайне неравномерного распределения углерода и легирующих элементов в зоне лазерного оплавления, обусловленного сверхвысокими скоростями нагрева при лазерном воздействии и последующими высокими скоростями охлаждения, образующиеся при $\gamma \rightarrow \alpha$ - превращении кристаллы мартенсита имеют высокую плотность дислокаций, невыраженные элементы пластинчато-речного строения с микродвойниками, образующиеся при пониженных температурах мартенситного превращения в объемах превращающегося аустенита, где локальная концентрация углерода и легирующих элементов более высокая. Отсутствие явно выраженного речно-игольчатого строения с преимущественным расположением дислокаций и примесных атомов (углерода, азота и других элементов) по границам и субграницам, сверхвысокая дислокационная насыщенность структуры, наличие в ряде случаев сплошного поля микродвойников, высокий уровень напряженного состояния мартенситной α - фазы и обуславливает «бесструктурность» (нетравимость) в стандартных реактивах такого мартенсита, именуемого гарденитом [3]. Возвращаясь к вопросу об особенностях структурообразования в поверхностном слое азотированной стали 50ХФА нужно отметить, что с позиций проведенного

анализа становится также ясной и причина повышенной микротвердости зон поверхностного слоя, примыкающих к светлым гарденитным пятнам лазерного воздействия. Она обусловлена тем, что структура этих зон состоит из кристаллов α -Fe (ферритная матрица) с тонкодисперсными включениями карбонитрида $Me_7(CN)_3$. Согласно [4] микротвердость карбида Cr_7C_3 $H_\mu = 16 \cdot 10^3$ МПа, а цементита согласно [121] $H_\mu = 11 \cdot 10^3$ МПа, т.е. микротвердость карбида Cr_7C_3 в 1,45 раза выше, чем цементита.



Рис. 4. Микроструктура (а) и микродифракционная картина (б) мартенситной фазы в поверхностной зоне пятна лазерного воздействия на образце: а – $\times 30000$; б – ось зоны электронограммы $[1\bar{1}0]_m \parallel [\bar{1}\bar{1}4]_{\text{об}}$

В работе К.П. Бунина, Ю.Н. Тарана, Я.Н. Малиночки [5] показано, что наличие в структуре в качестве составляющей высокотвердого карбида типа Me_7C_3 значительно повышает прочностные характеристики, твердость и износостойкость белых хромистых чугунов. Высокая твердость поверхностного слоя азотированного образца из стали 50ХФА, обработанного лазером, вызвана дополнительно еще и наличием в структуре, кристаллов ϵ - фазы – (нитрида Fe_3N), имеющих высокие показатели твердости.

Для материала поршневых колец, работающих в условиях повышенных температур и износа, важным является термическая стабильность их структуры в поверхностном слое. С этой целью образцы из стали 50ХФА, прошедшие обработку концентрированными потоками лазерного облучения, приводившую к частичному оплавлению поверхностных участков, подвергли термическому воздействию – отпуску при температуре 550°C (выдержка 25 мин). Как показали исследования, покрытия выдерживали 3-х кратное превышение рабочих температур без существенных изменений в структуре.

Список литературы: 1. Григорович В.К. Твердость и микротвердость металлов.-М.: Наука; 1976.-С.230. 2. Лысенко А.Б., Козина Н.Н., Борисова Г.В. Применение технологии лазерного борирования с целью поверхностного упрочнения сталей. // Труды международной конференции «Прогрессивные технологии и системы машиностроения»-Донецк:-1998.-С.178-181. 3. Завьялов А.С., Теплухин Г.Н., Габеев К.В. Условия и механизм образования бесструктурного мартенсита (гарденита)// Металловедение и термическая обработка металлов.- 1979.-№10.-с.11-12. 4. Х. Дж. Гольдшмидт. Сплавы внедрения.- М.:«Мир», 1971. –С.163, 331. 5. Бунин К.П., Таран Ю.Н., Малиночка Я.Н. Основы металлографии чугуна. – М.: Металлургия, 1969.-С. 416.

Статья поступила в редакцию 14.05.2002 г.

КРИТЕРИЙ ДЛЯ ОЦЕНКИ ДОПУСТИМОГО ТЕХНОГЕННОГО РИСКА ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ КОМПЛЕКСОВ

Чубенко А.В., Топоров А.А., Гурнак А.Я.,
Романенко Е.П., Семеренко С.В.

(ДонНТУ, ОАО «Авдеевский КХЗ», г. Донецк, г. Авдеевка, Украина)

The integrative quantitative index is proposed for evaluation of technogenik risk of technological units

До настоящего времени в Украине не существует, к сожалению, общепринятых методик оценки допустимого техногенного риска ($R_{\text{доп}}$) для технологических комплексов (ТК). Рекомендуемые государственными органами (МЧС Украины, Госкомохраны труда, Гостехнадзором и др.) методики носят фрагментарный характер и не позволяют в полном объеме решать важные практические задачи, например, при подготовке паспортов безопасности на потенциально опасные объекты (ПОО), заключения договоров страхования, обеспечении безопасных условий труда для работников, охране природной среды и др.[1].

Изложенные в них методы оценки техногенных рисков (например, “поточные графы”, “деревья происшествий”, “деревья событий” и т.п.) имеют существенные недостатки для практики современного производства. Во-первых, они трудоемки и требуют высокой квалификации исполнителей. Во-вторых, для их реализации необходимы многочисленные количественные данные. Кроме того, в них часто путается понятие техногенного риска (ТР) и понятие вероятности риска, четко не прописаны стадии изучения ТР и др. Указанные недостатки являются непосредственной причиной того, что эти методы не находят широкого применения на практике.

При анализе научных публикаций очевидны различные подходы к разрешению проблемы. Например, через систему экспертных оценок ТР ТК, [2,3] вычислительным ядром которой являются имитационные модели процессов возникновения происшествий в человеко-машинных системах. Такое моделирование менее чувствительно к неточности и нечеткости исходных данных, дает возможность одновременно учитывать десятки разрозненных параметров. Сама экспертная система оценки позволяет снизить квалификационный уровень пользователя и уменьшить трудоемкость выполняемых оценочных работ. Недостатки, присущие этой системе оценок, достаточно полно изложены в [3]. Их, как "субъективное измерение", необходимо учитывать в разумных пределах.

Предлагается в качестве оценочного показателя – применение интегрированного количественного критерия (ИК) эффективности мероприятий, направленных на уменьшение ТР через повышение надежности ТК [4].

На сегодня однозначно признано, что практическим инструментом исследования уровней опасностей ТК является анализ и количественная оценка ТР этих комплексов.

Сущность анализа ТР ТК состоит в построении всевозможных (не противоречащих законам природы) сценариев (моделей) возникновения и развития аварий, обусловленных ними чрезвычайных ситуаций (ЧС), а также в оценке частоты и масштабов ущерба при возможной реализации каждой из этих моделей для конкретного ТК.

Логика построения анализа может быть следующей: энерго-энтропийная концепция и принцип неопределенности сложных систем Л. Заде [2,5,6]; качественный анализ (анализ значимости и критичности событий), применимость критериев значимости; количественная оценка.

Отметим, что с позиций системного подхода к очень сложной системе "человек- машина- среда" необходимо учитывать, что риск возникновения аварий и катастроф, опасных ситуаций на производстве, в отношениях между людьми при всем своем явном различии может иметь единую методологию стратегической оценки – интегрированный количественный критерий (ИК).

Адаптация ИК в условиях неопределенности на стадии принятия стратегических решений позволит проводить:

- сравнение уровней рисков от любых факторов;
- распределение ресурсов (материальных, финансовых, демографических и т.п.) на те системы, где можно достичь самого высокого уровня снижения риска;
- выбор наиболее выгодного (экономического, технического и др.) сценария.

При разработке методологии допустимого ТР ТК необходимо учи-

тывать четыре главных модуля, которые характеризуют основные компоненты оценки риска:

- значимость риска на основе восприятия;
- значимость ущерба;
- неопределенность и случайность;
- значимость риска на основе расчетов.

Значимость риска на основе восприятия, в свою очередь, содержит такие базовые составляющие, как затраты, а также социальные, политические и др. последствия этого риска.

Значимость ущерба (оценка ущерба) основана на знании источников риска и времени его экспозиции. При установленных критериях оценки и вероятности возможно определение приоритета риска и значение фактора (рецептора) регулирования и возмещения величины ущерба.

Неопределенность в данном случае приводит к неопределенности последствий, а случайность приводит к тому, что в одинаковых (сходных) условиях одно и то же событие происходит неодинаково. Это определяет невозможность однозначного предвидения наступления предполагаемого результата, поэтому имеет большое значение определение уровня ТР на основе расчетов. Такой подход дает возможность при помощи современного методологического аппарата идентифицировать, определять и рассчитывать ТР ТК, и, соответственно, управлять техногенной безопасностью как системы ТК, так и отдельного человека и среды обитания.

Теоретическое обоснование ИК ТР ТК сводится к следующему. Известно [2], что под ТР понимают не величину вероятности наступления происшествия в системе ТК (поломка, авария, несчастный случай), а произведение частоты нештатного события (p) и ущерба от него (U), другими словами: ТК изначально [6] обладает способностью, в случае аварийной ситуации, причинить некоторый ущерб U_0 с вероятностью p_0 .

Управленческое решение, направленное на реализацию профилактических и защитных мероприятий может обеспечить снижение ожидаемого ущерба до величины U_N , а также снижение вероятности возникновения этого ущерба до величины p_N , т.е. нормировать до $R_{доп}$.

На практике это сводится к выбору рациональных методов и средств снижения размеров ожидаемого ущерба и вероятности возникновения аварийной ситуации при наименьших затратах.

Основной трудностью при этом будет невозможность построить сколько-нибудь непрерывную зависимость размеров ожидаемого ущерба и вероятности возникновения аварий от затрат, направляемых на их снижение. Кроме того, с позиции повышения надежности, необходимо сравнить эффективность различных мероприятий за весь оцениваемый срок функционирования ТК.

С другой стороны реализация профилактических и защитных мероприятий будет изменять математическое ожидание ущерба (M), равное произведению вероятности аварии (p) и суммы ожидаемого ущерба (U). По определению [2] это будет количественная величина ТР ТК - $M = p U$. За весь срок службы ТК накопленное математическое ожидание ущерба составит [4]:

$$pU = \sum_{t=0}^T \frac{p_t U_t}{(1+E)^t}, \quad (1)$$

где t - номер шага расчета ($t=0, 1, 2, \dots, T$), T - горизонт расчета. В качестве t принимаются номера периодов, на которые разбивается рассматриваемый срок функционирования ТК, а T - приравнивается к количеству таких равных по времени периодов; E - ставка дисконтирования (позволяет получить текущую оценку возможного будущего ущерба при реализации техногенного риска); p_t - вероятность возникновения аварийной ситуации в t -м году; U_t - ожидаемый ущерб от аварии.

Как отмечено в [2,6,7] и других научных публикациях, $p_t U_t$ будет ожидаемым техногенным риском для ТК, следовательно, $p U$ может быть взят за уровень допустимого техногенного риска ($R_{доп}$).

На $R_{доп}$ можно влиять внедрением более безопасных технологий, развитием спасательных и аварийных служб, повышением культуры производства и т. д. Риск, не поддающийся снижению с помощью доступных приемов, можно исключить через страхование. В этом случае $R_{доп}$ ТК будет определять ставку страховой премии при стопроцентном страховом покрытии ожидаемого ущерба.

Необходимо отметить, что расчеты $R_{доп}$ для технологического комплекса носят оценочный характер и будут отличаться от реальных сумм ущерба при полномасштабных авариях, а параметр $p U$ из оценочного (на момент принятия управленческого решения) превратится в последующем в реальные затраты. Эти затраты вынужденная плата за уровень допустимого техногенного риска при текущем состоянии науки, технологии, культуры производства и других факторов. Следовательно, в показатель $R_{доп}$ необходимо ввести дополнительный множитель α_t , учитывающий долю ожидаемого ущерба, покрываемую страховкой. За весь срок функционирования ТК затраты (Z) будут определяться выражением [4]: $Z = \sum_{t=0}^T \frac{Z_t}{(1+E)^t}$.

С учетом изложенного можно сформулировать интегрированный количественный критерий (ИК) как показатель $R_{доп}$ для ТК:

$$R_{ИК} = \sum_{t=0}^T \frac{Z_t}{(1+E)^t} + \sum_{t=0}^T \frac{p_t U_t \alpha_t}{(1+E)^t} \quad (2)$$

Данная формула учитывает достаточно сложные взаимосвязи между ее членами. Важно понимать, что критерий $R_{ик}$ учитывает только затраты на обеспечение надежности ТК, не оценивая его экономическую эффективность. Опираясь этим критерием при определении допустимого ТР ТК необходимо учитывать вред от потенциально опасных технологий и процессов в сравнении с пользой, которую они приносят. Не следует вместе с тем и сильно повышать требования. Допустимый техногенный риск должен быть на уровне риска, который добровольно допускается людьми в повседневном существовании как добровольный для себя риск.

В целом, мировая практика в теории риска пользуется принципом Алара: "Любой риск должен быть снижен настолько, насколько это практически достижимо или же до уровня, который настолько низок, насколько это разумно достижимо".

В предложенном интегрированном количественном критерии возможна достоверная оценка ТР ТК, точные и достоверные расчеты и величины. Они должны базироваться на существующих нормах и расценках, правилах страхования и т. п. Сама вероятность возникновения аварийных ситуаций и причинения ущерба может быть определена исходя из имеющихся на предприятии статистических данных по аварийности, либо на основе публикаций по авариям на аналогичных ТК.

Шкалой для измерения величины ущерба могут служить не только денежные, а и относительные единицы, принимающие значения из интервала 0...1. Для этого можно измерять финансовый ущерб в долях от общего объема имеющихся на предприятии активов [8,9]. Применение предлагаемого критерия должно иметь практическую пользу при управлении техногенным риском на ПОО и других промышленных предприятиях.

Список литературы: 1. Про захист населення і територій від надзвичайних ситуацій техногенного та природного характеру. Закон України. 8 червня 2000.- № 1089. 2. Гражданкин А. И., Белов П. Г. Экспертная система оценки техногенного риска опасных производственных объектов // Безопасность труда в промышленности.- 2000.- № 11.- с. 6-9. 3. Перегудов Ф. И., Тарасенко Ф. П. Введение в системный анализ: Учеб. Пособие для вузов.- М.: Высш. шк., 1989.- 367с. 4. Клейменов А. В., Гендель Г, Л. Критерий эффективности мероприятий, повышающий надежность производственного объекта // Безопасность жизнедеятельности.- 2002.- № 2.- с.10-12. 5. Хенли Э. Дж., Кумamoto X. Надежность технических систем и оценка риска: Пер. с англ.- М.: Машиностроение, 1984. -528с. 6. Откидач В. В., Темнохуд В. А., Мартовицкий В. Д. Энтропо- энергетическая концепция природы риска системы "человек- производство- среда" //Технополис.- 2002.- № 1.- с. 26- 27. 7. Елохин А.Н., Лебедев А. В. Методическое и про-

граммное обеспечение анализа риска аварий на предприятиях нефтяной промышленности // Безопасность жизнедеятельности.- 2002.- № 2.- с. 7- 9.

8. Омельченко И. Н., Козунко Д. Б. Управление рисками производственно-хозяйственной деятельности в условиях неопределенности на стадии принятия стратегических решений // Вестник машиностроения.- 1999.- № 5.- с.40- 45.

9. Пфанцгаль И. Теория измерений.- М.: Мир, 1976.- 220с.

Статья поступила в редакцию 20.05.2002 г.

ПРЕДСТАВЛЕНИЕ СБОРОЧНЫХ ДАННЫХ В ЕДИНОМ ИНФОРМАЦИОННОМ ПРОСТРАНСТВЕ

Шабайкович В.А. (Жешувская политехника, г. Жешув, Польша)

The formalizing of an assembling data is indispensable for maintenance unifiend information space of the CALS-technologies. With the help of a volumetrical matrixes the standard structures of an automatic assembly details, joints and their accuracy, motion, schemes of locating automatic orientation a details are present.

Сборочное производство занимает до 80-90% объема в различных отраслях промышленности, автоматизировано до 10-15% и поэтому рассматривается как основной резерв совершенствования, повышения качества, снижения затрат и высвобождения рабочей силы. Поскольку сборка в конечном итоге определяет уровень качества машины, использует основ-

ную рабочую силу, то ей будет уделяться основное внимание как сейчас, так и в компьютерно-интегрированном производстве (СІМ) будущего. Как известно СІМ объединяет ряд систем (рис.1), которые в настоящее время отличаются разнообразием и охватывают широкое программное обеспечение от выбора концепции предполагаемой разработки и конструирования до получения конструкторской документации, технологических сборочных процессов и программ обработки деталей и сборки машины [1]. Другие известные системы могут быть состыкованы с используемыми, образуя полный программный комплекс выполнения всех сборочных работ. К таким системам относятся CAAP, MRP, RDBMS, MES, FTS, FEM, CAX, PDM, EDM, DRP, DADS, ADAMS, DEAS,

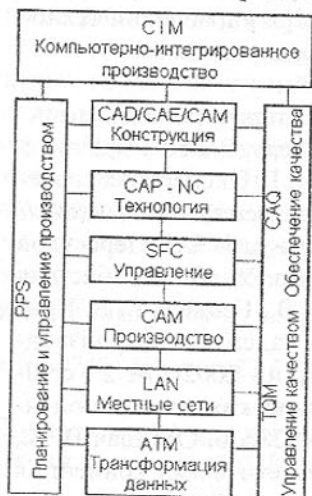


Рис.1. Схема СІМ.

DNC, FFC, ICAM, OPT и многие другие.

Парадигмы сборочного производства будущего предусматривают широкое применение CALS-технологий, обеспечивающих сборку на основе объективно ориентированной технологии твердотельного моделирования, построенной на модульном принципе, сквозной параметризации, полной ассоциативности и независимости от программно-аппаратной среды. CALS-технологии на базе промышленных CAD/CAM/CAE/PDM Pro/ENGINEER 2000i обеспечивают полный цикл создания машин: виртуальное проектирование конструкции и технологии обработки и сборки – виртуальная реализация технологических процессов и предполагаемой эксплуатации – анализ и оптимизация конструкции машины и технологии изготовления.

При таком подходе слабым звеном является создание и поддержка единого информационного пространства, обеспечивающего эффективную совмест-

ную работу всех систем СІМ. Для этого внутренний формат хранения файлов сборочных данных должен быть компактным и точным, должна обеспечиваться вертикальная и горизонтальная совместимость, совместимость с другими системами на уровне обменных файлов. В настоящее время известны ряд стандартных обменных файлов DXF, STEP, IGES, VDA FS и другие, которым присущи такие недостатки как чувствительность к изменению версии, ограниченность в выборе способов хранения информации, потеря точности, наличие диалектов и т.п. Часто правильные файлы считываются другой системой с ошибками или даже вообще не читаются. Поэтому задача представления сборочных данных в едином информационном пространстве является достаточно актуальной.

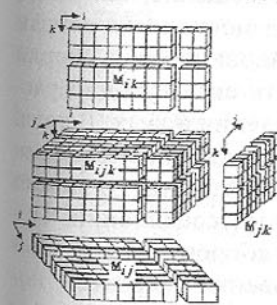


Рис.2. Условное обозначение объемной матрицы и ее составляющих.

Предлагается использовать для формализации сборочных данных в едином информационном пространстве матричный аппарат, а именно, объемные матрицы (рис.2). Такая матрица может быть записана как

$$M_{ijk} = M_{ij} \cap M_{ik} \cap M_{jk}, \quad (1)$$

где M_{ij}, M_{ik}, M_{jk} - составляющие объемной матрицы, являющиеся ее пересечением, т.е. элементами одновременно ей принадлежащими.

К преимуществам такого подхода помимо компактности можно

отности возможность разностороннего расширения и углубления оперируемой информации. Расширение обеспечивает формализацию произвольного количества сборочных данных, которые за счет введения новых критериев могут быть описаны дополнительными матрицами. Представленные матрицы в дальнейшем легко программируются и математически обрабатываются и могут быть доведены даже до схемо-численных значений.

При проектировании оптимальных сборочных процессов обычно исходят из поиска его структуры. Исходя из научно обоснованной теории структур [2], типовые структуры представляются сочетанием классов и групп (табл.1) и могут быть описаны объемной матрицей S_{ijk} , где основная матрица 3×7 описывает представленные структуры, а образующие – число потоков, позиций и сдвиг фаз сборки.

Сборочные данные, как известно, могут быть конструкционными, технологическими или организационными. Конструкционные данные – это массив информации, описывающий форму, размеры и отклонения собираемых деталей, материал и физико-механические свойства и другие. К технологическим данным относятся описания способов сборки, схем выполнения основных элементов операции, структуры операций, собираемость деталей, базовые, ориентирующие и рабочие поверхности, режимы сборки и временные затраты и т.п. Организационные данные описывают перемещение объекта сборки в пространстве и во времени.

Необходимые сборочные данные также описываются объемными матрицами [3]. В качестве примера в табл. 2-4 приведены образующие плоские матрицы, описывающие возможные сборочные перемещения, матрицы, описывающие возможные сборочные перемещения, разновидности сборки и их поперечную матрицу. Любая из известных разновидностей сборки описывается объемной матрицей, которая может быть сколь угодно расширена при большей желаемой детализации или появлении новых. В табл. 5 матрицей S_{ij} описаны сборочные соединения с аналогичными способами расширения. Если к этой матрице добавить способы фиксации, то можно получить последующую объемную матрицу сборочных соединений. Подобно объемными матрицами описываются точность сборочного соединения (посадки-классы точности-отклонения), базирования (характер поверхности-свойства), автоматическое ориентирование (объекты-методы совмещения-силы воздействия) и другие необходимые данные. Из-за ограниченности объема эти структуры не приводятся. В общем случае можно отметить, что в таких объемных матрицах по ее координатным направлениям столбцы и строки описывают главные параметры, а их уточнение выполняется в поперечных. Это даст возможность полной формализации и широкого использования в разных системах.

Таблица 1 – Типовые структуры технологических процессов сборки.

| Группы структур | Степень совмещения вспомогательных переходов | Классы структур (способы выполнения основных сборочных переходов) | | |
|-----------------|---|--|---|---|
| | | I. Последовательное | II. Комбинированное | III. Параллельное |
| 1 | 3 несомещением всех последовательно выполняемых вспомогательных переходов | 01 $\frac{\sum_1^a t_{oi} + \sum_1^b t_{dj}}{pnz}$ | 02 $\frac{\sum_1^c t_{oi} + t_{oi \max} + \sum_1^b t_{dj}}{pnz}$ | 03 $\frac{t_{oi \max} + \sum_1^b t_{dj}}{pnz}$ |
| | | 04 $\frac{\sum_1^a t_{oi} + \sum_1^{b-1} t_{dj}}{pnz}$ | 05 $\frac{\sum_1^c t_{oi} + t_{oi \max} + \sum_1^{b-1} t_{dj}}{pnz}$ | 06 $\frac{t_{oi \max} + \sum_1^{b-1} t_{dj}}{pnz}$ |
| 2 | подачей деталей | 07 $\frac{\sum_1^a t_{oi} + \sum_1^{b-2} t_{dj}}{pnz}$ | 08 $\frac{\sum_1^c t_{oi} + t_{oi \max} + \sum_1^{b-2} t_{dj}}{pnz}$ | 09 $\frac{t_{oi \max} + \sum_1^{b-2} t_{dj}}{pnz}$ |
| | | 10 $\frac{\sum_1^a t_{oi} + \sum_1^{b-3} t_{dj}}{pnz}$ | 11 $\frac{\sum_1^c t_{oi} + t_{oi \max} + \sum_1^{b-3} t_{dj}}{pnz}$ | 12 $\frac{t_{oi \max} + \sum_1^{b-3} t_{dj}}{pnz}$ |
| 3 | дополнительно базированием деталей | 13 $\frac{\sum_1^a t_{oi} + \sum_1^{b-4} t_{dj}}{pnz}$ | 14 $\frac{\sum_1^c t_{oi} + t_{oi \max} + \sum_1^{b-4} t_{dj}}{pnz}$ | 15 $\frac{t_{oi \max} + \sum_1^{b-4} t_{dj}}{pnz}$ |
| | | 16 $\frac{\sum_1^a t_{oi} + \sum_1^{b-5} t_{dj}}{pnz}$ | 17 $\frac{\sum_1^c t_{oi} + t_{oi \max} + \sum_1^{b-5} t_{dj}}{pnz}$ | 18 $\frac{t_{oi \max} + \sum_1^{b-5} t_{dj}}{pnz}$ |
| 4 | дополнительно ориентированием деталей | 19 $\frac{\sum_1^a t_{oi}}{pnz}$ | 20 $\frac{\sum_1^c t_{oi} + t_{oi \max}}{pnz}$ | 21 $\frac{t_{oi \max}}{pnz}$ |
| | | 20 $\frac{\sum_1^a t_{oi}}{pnz}$ | 21 $\frac{\sum_1^c t_{oi} + t_{oi \max}}{pnz}$ | 22 $\frac{t_{oi \max}}{pnz}$ |
| 5 | дополнительно сопряжением деталей | 23 $\frac{\sum_1^a t_{oi} + \sum_1^{b-6} t_{dj}}{pnz}$ | 24 $\frac{\sum_1^c t_{oi} + t_{oi \max} + \sum_1^{b-6} t_{dj}}{pnz}$ | 25 $\frac{t_{oi \max} + \sum_1^{b-6} t_{dj}}{pnz}$ |
| | | 26 $\frac{\sum_1^a t_{oi} + \sum_1^{b-7} t_{dj}}{pnz}$ | 27 $\frac{\sum_1^c t_{oi} + t_{oi \max} + \sum_1^{b-7} t_{dj}}{pnz}$ | 28 $\frac{t_{oi \max} + \sum_1^{b-7} t_{dj}}{pnz}$ |
| 6 | дополнительно контролем показателей качества | 29 $\frac{\sum_1^a t_{oi} + \sum_1^{b-8} t_{dj}}{pnz}$ | 30 $\frac{\sum_1^c t_{oi} + t_{oi \max} + \sum_1^{b-8} t_{dj}}{pnz}$ | 31 $\frac{t_{oi \max} + \sum_1^{b-8} t_{dj}}{pnz}$ |
| | | 32 $\frac{\sum_1^a t_{oi} + \sum_1^{b-9} t_{dj}}{pnz}$ | 33 $\frac{\sum_1^c t_{oi} + t_{oi \max} + \sum_1^{b-9} t_{dj}}{pnz}$ | 34 $\frac{t_{oi \max} + \sum_1^{b-9} t_{dj}}{pnz}$ |
| 7 | дополнительно транспортированием собранного узла, т.е. полным совмещением | 35 $\frac{\sum_1^a t_{oi}}{pnz}$ | 36 $\frac{\sum_1^c t_{oi} + t_{oi \max}}{pnz}$ | 37 $\frac{t_{oi \max}}{pnz}$ |
| | | 38 $\frac{\sum_1^a t_{oi}}{pnz}$ | 39 $\frac{\sum_1^c t_{oi} + t_{oi \max}}{pnz}$ | 40 $\frac{t_{oi \max}}{pnz}$ |

Условные обозначения: t_{oi} - основное время выполнения сборочного перехода; t_{dj} - время выполнения вспомогательного перехода; p - число потоков сборки; n - число сборочных позиций; z - коэффициент сдвига фаз сборки; a - количество основных переходов; b - то же, вспомогательных; c - количество основных переходов, выполняемых последовательно; $t_{oi \max}$ - наибольший основной переход из выполняемых параллельно.

Таблица 2 – Сборочные перемещения

| Количество Вид | Линейные | | | | | | | | | | Плоскостные | | | | Объемные | | | | Смешанные | |
|----------------|-------------------------------|-----------------|-----------------|-----------------|-----------------|--------------------------|-----------------|-----------------|-----------------|------------------|------------------|---------------------|--------------------|------------------|-----------------------------|--|--|--|-----------|--|
| | Неподвижная сборка (точечная) | | | | | | | | | | Плоские | | Криволинейные | | образованные поверхностями: | | | | | |
| | Прямолинейные | Криволинейные | Параллельные | Под углом | Вращением | Вращением и перемещением | Другими видами | Комбинированные | Плоскими | Криволинейными | Комбинированными | Объемными линейными | Объемными плоскими | | | | | | | |
| 1 | W ₁₁ | W ₁₂ | W ₁₃ | W ₁₄ | W ₁₅ | W ₁₆ | W ₁₇ | W ₁₈ | W ₁₉ | W ₂₀ | W ₂₁ | W ₂₂ | W ₂₃ | W ₂₄ | | | | | | |
| 2 | W ₂₁ | W ₂₂ | W ₂₃ | W ₂₄ | W ₂₅ | W ₂₆ | W ₂₇ | W ₂₈ | W ₂₉ | W ₃₀ | W ₃₁ | W ₃₂ | W ₃₃ | W ₃₄ | | | | | | |
| k | W _{n1} | W _{n2} | W _{n3} | W _{n4} | W _{n5} | W _{n6} | W _{n7} | W _{n8} | W _{n9} | W _{n10} | W _{n11} | W _{n12} | W _{n13} | W _{n14} | | | | | | |

Таблица 3 – Разновидности выполнения сборки

| Единица | П о т о ч н а я с б о р к а | | | | | | | | | | | | |
|---------|-----------------------------|------------------|-------------------------|------------------|---------------------------|------------------|-------------------------|------------------|---------------------------------|------------------|-----------------------------|------------------|---------------------------|
| | Однономенклатурная | | Многономенклатурная | | | | | | Групповая | | | | |
| | С периодическим движением | | С непрерывным движением | | С периодическим движением | | С непрерывным движением | | С последовательным чередованием | | С параллельным чередованием | | Со смешанным чередованием |
| | Однопозиционная | Многопозиционная | Однопозиционная | Многопозиционная | Однопозиционная | Многопозиционная | Однопозиционная | Многопозиционная | Однопозиционная | Многопозиционная | Однопозиционная | Многопозиционная | |
| 1* | 2* | 3* | 4* | 5* | 6* | 7* | 8* | 9* | 10* | 11* | 12* | 13* | |

Таблица 4 – Поперечная матрица сборочных перемещений объемной матрицы

| J | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 | 11 | 12 | 13 | 14 |
|-----|------------------|------------------|------------------|------------------|------------------|------------------|------------------|------------------|------------------|------------------|------------------|------------------|------------------|------------------|
| 1* | W ₁₁₁ | W ₁₂₁ | W ₁₃₁ | W ₁₄₁ | W ₁₅₁ | W ₁₆₁ | W ₁₇₁ | W ₁₈₁ | W ₁₉₁ | W ₁₀₁ | W ₁₁₁ | W ₁₂₁ | W ₁₃₁ | W ₁₄₁ |
| 2* | W ₁₁₂ | W ₁₂₂ | W ₁₃₂ | W ₁₄₂ | W ₁₅₂ | W ₁₆₂ | W ₁₇₂ | W ₁₈₂ | W ₁₉₂ | W ₁₀₂ | W ₁₁₂ | W ₁₂₂ | W ₁₃₂ | W ₁₄₂ |
| 3* | W ₁₁₃ | W ₁₂₃ | W ₁₃₃ | W ₁₄₃ | W ₁₅₃ | W ₁₆₃ | W ₁₇₃ | W ₁₈₃ | W ₁₉₃ | W ₁₀₃ | W ₁₁₃ | W ₁₂₃ | W ₁₃₃ | W ₁₄₃ |
| 4* | W ₁₁₄ | W ₁₂₄ | W ₁₃₄ | W ₁₄₄ | W ₁₅₄ | W ₁₆₄ | W ₁₇₄ | W ₁₈₄ | W ₁₉₄ | W ₁₀₄ | W ₁₁₄ | W ₁₂₄ | W ₁₃₄ | W ₁₄₄ |
| 5* | W ₁₁₅ | W ₁₂₅ | W ₁₃₅ | W ₁₄₅ | W ₁₅₅ | W ₁₆₅ | W ₁₇₅ | W ₁₈₅ | W ₁₉₅ | W ₁₀₅ | W ₁₁₅ | W ₁₂₅ | W ₁₃₅ | W ₁₄₅ |
| 6* | W ₁₁₆ | W ₁₂₆ | W ₁₃₆ | W ₁₄₆ | W ₁₅₆ | W ₁₆₆ | W ₁₇₆ | W ₁₈₆ | W ₁₉₆ | W ₁₀₆ | W ₁₁₆ | W ₁₂₆ | W ₁₃₆ | W ₁₄₆ |
| 7* | W ₁₁₇ | W ₁₂₇ | W ₁₃₇ | W ₁₄₇ | W ₁₅₇ | W ₁₆₇ | W ₁₇₇ | W ₁₈₇ | W ₁₉₇ | W ₁₀₇ | W ₁₁₇ | W ₁₂₇ | W ₁₃₇ | W ₁₄₇ |
| 8* | W ₁₁₈ | W ₁₂₈ | W ₁₃₈ | W ₁₄₈ | W ₁₅₈ | W ₁₆₈ | W ₁₇₈ | W ₁₈₈ | W ₁₉₈ | W ₁₀₈ | W ₁₁₈ | W ₁₂₈ | W ₁₃₈ | W ₁₄₈ |
| 9* | W ₁₁₉ | W ₁₂₉ | W ₁₃₉ | W ₁₄₉ | W ₁₅₉ | W ₁₆₉ | W ₁₇₉ | W ₁₈₉ | W ₁₉₉ | W ₁₀₉ | W ₁₁₉ | W ₁₂₉ | W ₁₃₉ | W ₁₄₉ |
| 10* | W ₁₂₀ | W ₁₃₀ | W ₁₄₀ | W ₁₅₀ | W ₁₆₀ | W ₁₇₀ | W ₁₈₀ | W ₁₉₀ | W ₁₀₀ | W ₁₁₀ | W ₁₂₀ | W ₁₃₀ | W ₁₄₀ | W ₁₅₀ |
| 11* | W ₁₂₁ | W ₁₃₁ | W ₁₄₁ | W ₁₅₁ | W ₁₆₁ | W ₁₇₁ | W ₁₈₁ | W ₁₉₁ | W ₁₀₁ | W ₁₁₁ | W ₁₂₁ | W ₁₃₁ | W ₁₄₁ | W ₁₅₁ |
| 12* | W ₁₂₂ | W ₁₃₂ | W ₁₄₂ | W ₁₅₂ | W ₁₆₂ | W ₁₇₂ | W ₁₈₂ | W ₁₉₂ | W ₁₀₂ | W ₁₁₂ | W ₁₂₂ | W ₁₃₂ | W ₁₄₂ | W ₁₅₂ |
| 13* | W ₁₂₃ | W ₁₃₃ | W ₁₄₃ | W ₁₅₃ | W ₁₆₃ | W ₁₇₃ | W ₁₈₃ | W ₁₉₃ | W ₁₀₃ | W ₁₁₃ | W ₁₂₃ | W ₁₃₃ | W ₁₄₃ | W ₁₅₃ |

Одно из главных мест в САПР сборочных процессов занимает выбор структуры сборочного процесса, а в дальнейшем компоновки технологического оборудования и оснащения. Для этой цели используются многочисленные методики, программное обеспечение, применяющее разные подходы. К примеру, известна программа направленного поиска оптимального варианта процесса сборки в режиме диалога с компьютером [4], в которой в качестве критерия поиска приняты приведенные затраты. Интересный и оригинальный подход изложен в [5], в котором для определения очередности сборки также использованы различные матрицы. В предложенной методике используется инвариантный к конструкции изделия формализованный синтез порядков сборки, их анализ и оценка на соответствие общим

технологическим закономерностям. Вид и форма представления сборочных данных удобны как для переработки информации, так и организации ввода ее с конструкторской документации с помощью одной из поддерживающих трехмерное проектирование CAD программ.

Таблица 4 – Сборочные соединения

| Технологические способы | Конструкционные поверхности | | | | | | | | | | | | |
|-------------------------|-----------------------------|------------------|------------------|------------------|------------------|------------------|------------------|------------------|------------------|-------------------|-------------------|-------------------|-------------------|
| | Вкладыш | Вжатие | Гибка | Обжатие | Клетка | Развальцовка | Формовка | Замзка | Сварка | Пайка | Склеивание | Смешанные | Другие |
| 1 | S ₁₁ | S ₁₂ | S ₁₃ | S ₁₄ | S ₁₅ | S ₁₆ | S ₁₇ | S ₁₈ | S ₁₉ | S ₁₁₀ | S ₁₁₁ | S ₁₁₂ | S ₁₁₃ |
| 2 | S ₂₁ | S ₂₂ | S ₂₃ | S ₂₄ | S ₂₅ | S ₂₆ | S ₂₇ | S ₂₈ | S ₂₉ | S ₂₁₀ | S ₂₁₁ | S ₂₁₂ | S ₂₁₃ |
| 3 | S ₃₁ | S ₃₂ | S ₃₃ | S ₃₄ | S ₃₅ | S ₃₆ | S ₃₇ | S ₃₈ | S ₃₉ | S ₃₁₀ | S ₃₁₁ | S ₃₁₂ | S ₃₁₃ |
| 4 | S ₄₁ | S ₄₂ | S ₄₃ | S ₄₄ | S ₄₅ | S ₄₆ | S ₄₇ | S ₄₈ | S ₄₉ | S ₄₁₀ | S ₄₁₁ | S ₄₁₂ | S ₄₁₃ |
| 5 | S ₅₁ | S ₅₂ | S ₅₃ | S ₅₄ | S ₅₅ | S ₅₆ | S ₅₇ | S ₅₈ | S ₅₉ | S ₅₁₀ | S ₅₁₁ | S ₅₁₂ | S ₅₁₃ |
| 6 | S ₆₁ | S ₆₂ | S ₆₃ | S ₆₄ | S ₆₅ | S ₆₆ | S ₆₇ | S ₆₈ | S ₆₉ | S ₆₁₀ | S ₆₁₁ | S ₆₁₂ | S ₆₁₃ |
| 7 | S ₇₁ | S ₇₂ | S ₇₃ | S ₇₄ | S ₇₅ | S ₇₆ | S ₇₇ | S ₇₈ | S ₇₉ | S ₇₁₀ | S ₇₁₁ | S ₇₁₂ | S ₇₁₃ |
| 8 | S ₈₁ | S ₈₂ | S ₈₃ | S ₈₄ | S ₈₅ | S ₈₆ | S ₈₇ | S ₈₈ | S ₈₉ | S ₈₁₀ | S ₈₁₁ | S ₈₁₂ | S ₈₁₃ |
| 9 | S ₉₁ | S ₉₂ | S ₉₃ | S ₉₄ | S ₉₅ | S ₉₆ | S ₉₇ | S ₉₈ | S ₉₉ | S ₉₁₀ | S ₉₁₁ | S ₉₁₂ | S ₉₁₃ |
| 10 | S ₁₀₁ | S ₁₀₂ | S ₁₀₃ | S ₁₀₄ | S ₁₀₅ | S ₁₀₆ | S ₁₀₇ | S ₁₀₈ | S ₁₀₉ | S ₁₀₁₀ | S ₁₀₁₁ | S ₁₀₁₂ | S ₁₀₁₃ |
| 11 | S ₁₁₁ | S ₁₁₂ | S ₁₁₃ | S ₁₁₄ | S ₁₁₅ | S ₁₁₆ | S ₁₁₇ | S ₁₁₈ | S ₁₁₉ | S ₁₁₁₀ | S ₁₁₁₁ | S ₁₁₁₂ | S ₁₁₁₃ |

Алгоритм выбора структуры автоматической сборки (рис.3) предусматривает на первом этапе предварительное установление типовой структуры сборки (табл.1) из условия сравнения заданной и структурной производительности

$$P_2 = P_c; N/F_d = 50 k_f / t_{on}; t_{on} = 50 F_d k_f / N, \quad (2)$$

где P_2, P_c - заданная и структурная производительности; N - годовая программа выпуска; F_d - годовой фонд времени работы сборочного автомата; k_f - коэффициент фактической производительности; t_{on} - оперативное время. В выбранной структуре анализируется построение основного и вспомогательного времени. Структура основного и вспомогательного времени зависит от конструкции соединения, образующих деталей, точности, а также таких элементов сборочной операции как автоматическое ориентирование деталей (пространственное и взаимное), сопряжение, закрепление, требуемые сборочные движения и других. Структура вспомогательного времени определяется необходимыми перемещениями деталей основных элементов операции, а также выполнением подачи деталей, их базированием, контролем и транспортированием собранного узла. На базе синтеза основных и вспомогательных движений составляются схемы выполнения этих переходов сборочной операции. Вспомогательным материалом при этом являются объемные матрицы формализованных сборочных данных. Затем выполняется корректирование сборочной структуры. Для полу-

АНАЛИЗ ШУМА КОРОБКИ СКОРОСТЕЙ ТОКАРНО-ВИНТОРЕЗНОГО СТАНКА МОДЕЛИ 16У20

Шарипов Т.А. (КазНТУ, г. Алматы, Республика Казахстан)

The sources of origin of noise in a box of speeds of a lathe were defined on his frequency characteristics for this purpose were investigated spectrogramme of noise of the machine tool depending on quality of manufacture of gear-and-pinion sets.

Приведены результаты экспериментального исследования спектра шума токарно-винторезного станка в зависимости от качества изготовления зубчатых передач.

Источники возникновения шума в коробке скоростей токарно-винторезного станка определялись по его частотным характеристикам. Для этого были изучены спектрограммы шума станка в зависимости от качества изготовления зубчатых пар. Экспериментальные исследования проводились на стенде Ш-8 (ИМАШ) (рис. 1).

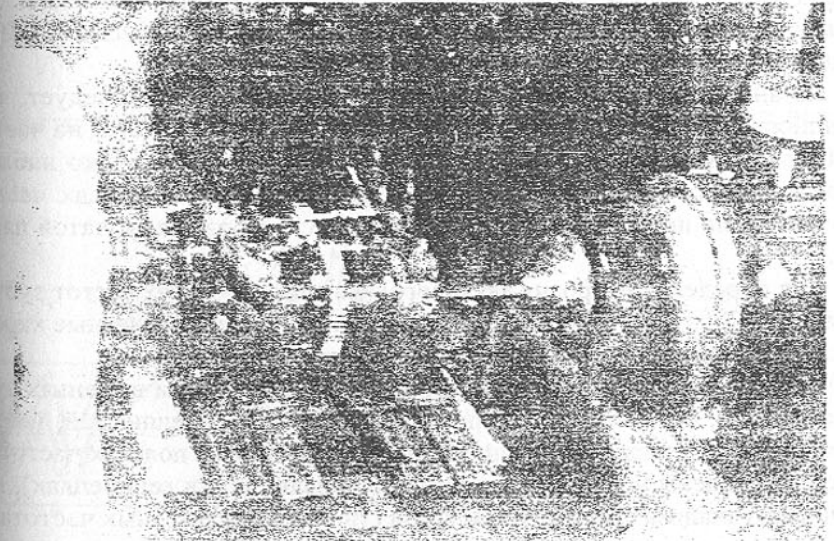


Рис. 1. Испытательный стенд Ш-8 (ИМАШ)

В начале измерялись частотные характеристики при работе только первой зубчатой пары в кинематической цепи коробки скоростей, затем после подключения следующей пары зубчатых колес измерения повторялись.

При этом вклад последующей зубчатой пары на формирование шума коробки скоростей оценивался по формуле

чения оптимальной сборочной структуры необходимо выполнить параметрическую оптимизацию одним из известных методов [4]. После этого можно переходить к установлению оптимальной компоновки сборочного оборудования и технологического оснащения.

Таким образом, можно считать, что создан комплекс объемных матриц, описывающий все необходимые сборочные данные, которые оставались неформализованными. Комплекс предусматривает сколь угодно возможное дополнение новыми данными, является легко программируемым и может быть использован в едином информационном пространстве различных системах при автоматическом проектировании высокоэффективных технологических сборочных процессов.



Рис. 3. Алгоритм выбора структуры сборки.

Список литературы: 1. Шабайкович В.А. Проблемы и направления сборки в машиностроении на рубеже XXI века. Сборник трудов VIII международной конференции, т.2, Донецк, 2001. 2. Шабайкович В.А. Моделирование структур автоматической сборки в едином информационном пространстве. Сборник докладов «Автоматизация: проблемы, идеи, решения АПИР-6» Тула, 2002. 3. Чарнко Д.В. Основы проектирования поточного производства в механических цехах. М., Машгиз, 1957. 4. Технологические основы агрегатирования сборочного оборудования: А.И.Дашенко и др. – М.: Машиностроение, 1991. 5. Давыгора В.М. Процесс автоматизированного синтеза технологически обоснованных порядков сборки. Журнал «Technika i Technologia Montażu», nr 2. Warszawa, 2001.

Статья поступила в редакцию 7.06.2002 г.

$$\beta = 10 \lg(10^{0,1\beta_1} - 10^{0,1\beta_2})$$

где β - уровень шума подключения следующей зубчатой пары;

β_1 - первоначальный уровень шума;

β_2 - вклад последней зубчатой пары в уровень шума коробки скоростей.

Были проведены замеры частотных характеристик каждой последовательно подключаемой зубчатой пары в кинематической цепи коробки скоростей на различных скоростных режимах станка. Зубцовая частота на спектрах наблюдается на частоте 254 Гц для зубчатой пары 32/61 и на частоте 403 Гц для зубчатой пары 40/54 (рис. 2).

Как показали испытания коробок скоростей при включении первых звеньев кинематической цепи, на спектрограммах в основном прослеживаются зубцовые частоты с субгармониками и гармониками высших порядков.

Испытания показали, что при подключении следующего звена появляются новые спектральные составляющие на полосах частот 127 Гц, 202 Гц, 320 Гц и 1015 Гц для первого звена для последующих звеньев соответственно 160 Гц, 320 Гц, 405 Гц, 1280 Гц; 160 Гц, 320 Гц, 508 Гц, 2021 Гц, 405 Гц, 640 Гц, 1015 Гц, 3220 Гц, 405 Гц, 806 Гц, 1280 Гц, 4060 Гц.

Из анализа результатов испытаний коробок скоростей следует, что погрешность зацепления при включении пары 18/72 проявляется на частоте 320 Гц. В диапазоне частот от 508 Гц до 3220 Гц включительно наблюдаемое на спектрограмме распределение уровней шума в полосах частот примерно равно интенсивности составляющих спектров для зубчатой пары 18/72.

Для определения уровня звукового давления в полосах частот зубчатой пары 18/72, зубчатых передач 40/54, 18/72 получены расчетные характеристики по каждой спектральной составляющей.

При рассмотрении зубчатых пар, формирующих шум в звеньях зубчатых передач, ставилась цель определять степень погрешностей, имеющих в зубчатых парах по уровню звукового давления в полосах частот. В таблице приведены уровни дискретных составляющих (в децибеллах), полученные из анализа спектрограмм шума станка на характерных частотах.

Из данных, приведенных в таблице, следует, что оценку влияния погрешностей в зубчатых парах возможно упростить, если строить таблицы по принципу зависимости погрешностей в зубчатых парах только от частот, на которых эти погрешности проявляются.

Таким образом, представляется возможным по спектральным составляющим производить выборку погрешностей от определенных зубча-

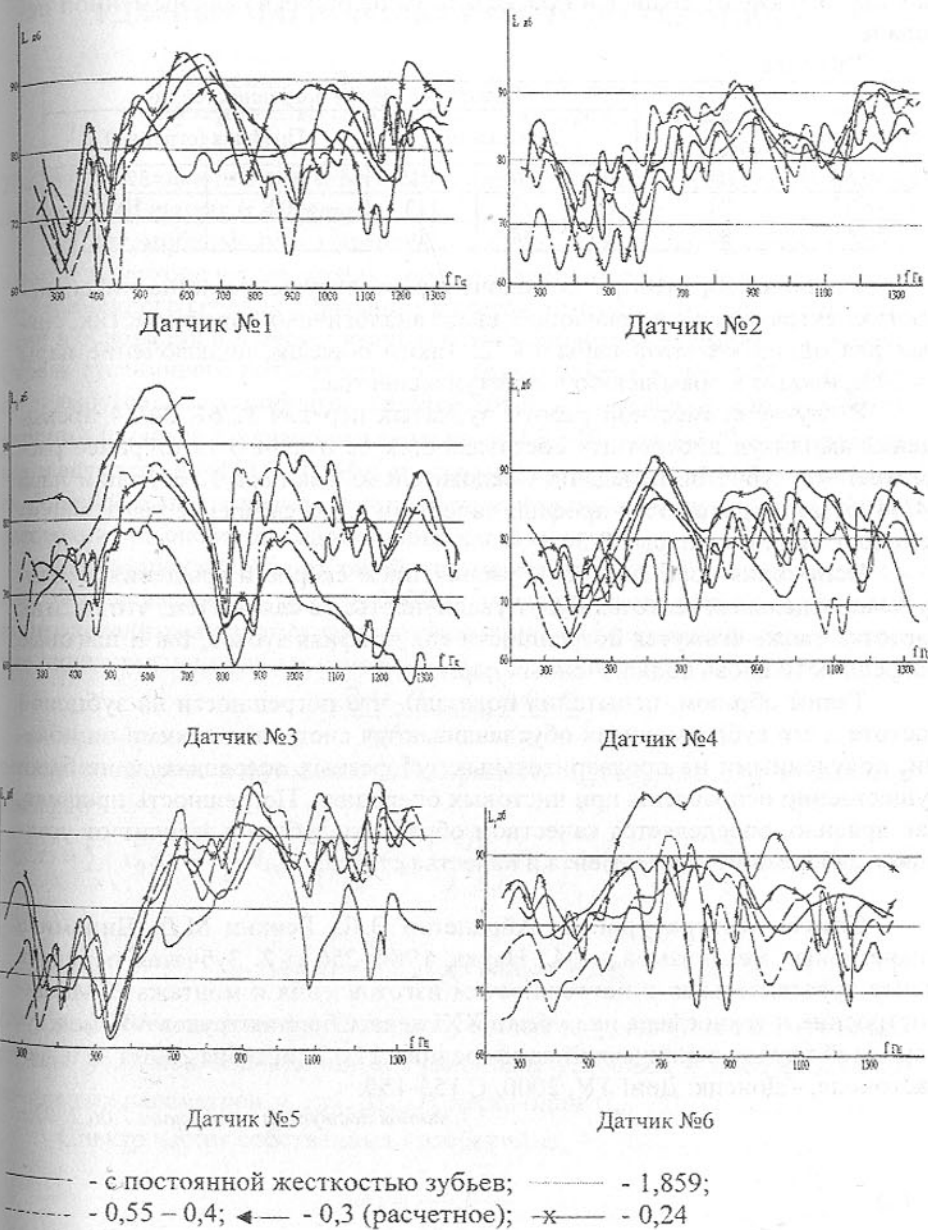


Рис. 2. Амплитудно-частотная характеристика

тых пар, а также от шкивов и проскальзывания ремня в клиноременной передаче.

Таблица

| Зубчатая пара | Частота зацепления зубьев, Гц | Частота появления погрешностей, Гц | | | | |
|---------------|-------------------------------|------------------------------------|-----|------|-------------------|------|
| | | Зацепления | | | Профиля (огранки) | |
| 40/54 | 160 | 508 | 640 | 1015 | 1614 | 3220 |
| 18/72 | 98 | 88 | 92 | 113 | 102 | 105 |
| 32/61 | 80 | 80 | 88 | 110 | 88 | - |

Установлено, что при подключении последующего звена интенсивность спектральных составляющих выше аналогичных характеристик, снятых для одной зубчатой пары 18/72. Таким образом, подключение пары 34/34 приводит к повышению амплитуд в спектрах.

В случае совместной работы зубчатых передач 32/61, 34/34 превышения амплитуд дискретных составляющих не отличаются от ранее рассмотренной зубчатой передачи. Следовательно, как пара 32/61, так и пара 34/34 имеют погрешности профиля зацепления, т.е. смещение шага, значительно отличное от пары 38/56.

Испытания показали, что с увеличением скорости вращения амплитуды на отдельных частотах будут увеличиваться в связи с тем, что на этих частотах также скажутся погрешности как профиля зубьев, так и шаговые погрешности вновь подключенных пар.

Таким образом, испытания показали, что погрешности на зубцовой частоте и его субгармониках обуславливаются систематическими ошибками, полученными на предварительных зуборезных операциях, и не были существенно исправлены при чистовых операциях. Погрешность профиля, как правило, определяется качеством обработки зубьев и зависит от установки зуборезного инструмента и качества станка.

Список литературы: 1. Айрапетов Э.Л., Генкин М.Д. Динамика планетарных механизмов. – М.: Наука, 1980.-256 с. 2. Зубчатая передача менее чувствительная к погрешностям изготовления и монтажа // Машиностроение и техносфера на рубеже XXI века. Сборник трудов VII международной научно-технической конференции 11-17 сентября 2000 г. в г. Севастополе, - Донецк: ДонГУ, 2000. С 155-159.

Статья поступила в редакцию 7.06.2002 г.

УДАРНЫЕ НАГРУЗКИ НА СТРЕЛУ ПОДЪЕМНИКА

Шевченко Ф.Л. (ДонНТУ, г. Донецк, Украина),
Бочаров С.И. (НКМЗ, г. Краматорск, Украина)

The dynamic calculation of a boom of a jack as distributed parameter systems and localized masses is esteemed

В автомобильных и гусеничных подъемных кранах широко применяются телескопические стрелы, представляющие собою балку ступенчато-переменного сечения с большим вылетом консоли, с шарнирными опорами в основании и в месте установки гидроцилиндра для подъема стрелы. Стрела гусеничного подъемного крана грузоподъемностью 2-25 тонн имеет прямоугольное коробчатое сечение 20x40 см с переменным моментом инерции площади поперечного сечения от $3,32 \cdot 10^{-4}$ до $8 \cdot 10^{-4} \text{ м}^4$ (усредненная жесткость $EJ=113,9 \cdot 10^6 \text{ Нм}^2$ и усредненная масса $m=144,4 \text{ кг/м}$). Максимальный вылет консоли в горизонтальном положении стрелы $l=30 \text{ м}$, расстояние от опоры до гидроцилиндра $a=3 \text{ м}$.

Динамический расчет такой стрелы, масса которой ml соизмерима с массой поднимаемого груза $Q=2000 \text{ кг}$, нужно производить как системы с распределенными параметрами на основании дифференциального уравнения движения поперечных сечений $y(x)$

$$EJ \frac{\partial^4 y(x,t)}{\partial x^4} = -m \frac{\partial^2 y(x,t)}{\partial t^2},$$

решение которого в функциях А.Н. Крылова $A_{kx}, B_{kx}, C_{kx}, D_{kx}$ известно в виде [1]:

$$y(x,t) = \sum_0^{\infty} \left(y_0 A_{kx} + \frac{y'_0}{k} B_{kx} + \frac{M_0}{k^2 EJ} C_{kx} + \frac{P_0}{k^3 EJ} D_{kx} \right) \sin(\omega t + \mu) = \sum_0^{\infty} y(x) \sin(\omega t + \mu)$$

или

$$y(x,t) = \sum_0^{\infty} C_n Y_n(x) \sin(\omega t + \mu), \quad (1)$$

где $Y_n(x)$ - собственные функции, полученные из уравнения изогнутой оси стрелы $y(x)$ при подчинении ее граничным условиям и преобразовании начальных параметров y_0, y'_0, M_0, P_0 через один C_n .

Спектр частот собственных колебаний ω_n

$$\omega_n = \frac{\lambda_n}{l_n} \sqrt{\frac{EJ}{m}} \quad (2)$$

легко находится после вычисления собственных чисел $\lambda_n = k_n l$ трансцендентного уравнения, полученного при удовлетворении уравнения изогну-

той оси стелы граничным условиям.

Начальная фаза $\mu = \text{arctg} \frac{y_0}{y_0} \omega$ зависит от способа возбуждения собственных колебаний.

Так как расчетная схема стрелы в виде балки с распределенными параметрами содержит сосредоточенную массу M , то собственные функции $Y_n(x)$ будут ортогональными с весом $\rho(x)$. Весовую функцию можно найти по формуле [1]

$$\rho(x) = 1 - \frac{\int_0^l Y_n(x) Y_m(x) dx}{Y_n(x_1) Y_m(x_1)} \delta(x - x_1), \quad (3)$$

используя функцию Дирака $\delta(x - x_1)$, учитывающую наличие сосредоточенной массы в сечении с координатой x_1 , определив значение интеграла, содержащегося в числителе (3) из дифференциальных зависимостей

$$(k_n^4 - k_m^4) \int_0^l Y_n(x) Y_m(x) dx = |Y_m(x) Y_n'''(x) - Y_n(x) Y_m'''(x) - Y_m''(x) Y_n'(x) + Y_n''(x) Y_m'(x)|_0^l. \quad (4)$$

Для вычисления начальных параметров C_n нужно рассматривать начальные условия с использованием квадрата нормы собственных функций

$$\Delta_n^2 = \int_0^l \rho(x) Y_n^2(x) dx, \quad (5)$$

определяющегося из рассмотрения граничных условий балки [1]

$$\int_0^\infty Y^2(x) dx = \frac{1}{4k} [3YY''' + kx(Y^2 - 2YY'' + (Y'')^2) - Y'Y''']_0^l. \quad (6)$$

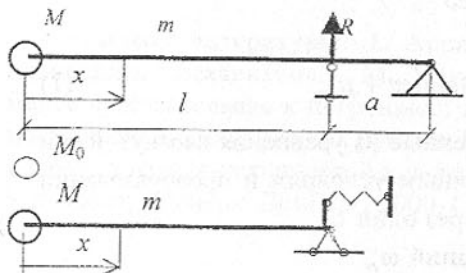


Рис. 1. Расчетные схемы: двухопорная с консолью и упрощенная

В расчетной схеме двухопорной балки пролетом a и вылетом стрелы l (рис. 1)

$$y(x) = y_0 A_{kx} + \frac{y_0'}{k} B_{kx} + \frac{P_0}{k^3 EJ} D_{kx},$$

а сила инерции сосредоточенной массы

$$P_0 = -M \ddot{y}(x, t) = M \omega^2 y_0 = M k^4 \frac{EJ}{m} y_0$$

С учетом силы инерции, при обозначениях $\xi = M/ml$ и

$\lambda = kl$ уравнение изогнутой оси принимает вид

$$y(x) = y_0 (A_{kx} + \xi \lambda D_{kx}) + \frac{y_0'}{k} B_{kx}.$$

Из условия $y(l) = 0$ выразим угол поворота через прогиб

$$\frac{y_0'}{k} = -y_0 \frac{A_\lambda + \xi \lambda D_\lambda}{B_\lambda} = -y_0 \alpha_n, \text{ и уравнение изогнутой оси балки будет иметь вид}$$

$$y(x) = y_0 (A_{kx} + \xi \lambda D_{kx} - \alpha_n B_{kx}) + \frac{R}{k^3 eI} De(x-l)e(x-l), \quad (7)$$

где $e(l-x)$ – единичная функция, учитывающая второе слагаемое в (7) лишь на втором участке при $x > l$.

На основании этого уравнения из условия $y(l+a) = y(L) = 0$ получаем частотное уравнение

$$A_\lambda \cdot B_{\lambda'} - A_\lambda B_{k\lambda} + \xi \lambda (D_{k\lambda} B_{kl} - D_{kl} B_{kl}) = 0. \quad (8)$$

Отсюда для вышеуказанных геометрических параметров стрелы в горизонтальном состоянии ($l = 27$ м, $\xi = 0,514$, $L = 30$ м) получено значение $\lambda = 1,35$, что соответствует частоте первого тона колебаний $\omega = 2,234$ с⁻¹.

Однако, расчетную схему стрелы (рис. 1,а) можно упростить, приводя ее к консоли с упруго-податливой заделкой (рис. 1,б). Коэффициент жесткости заделки c найдем из условия $M(l) = cy'(l)$. Угол поворота на опоре по схеме рис. 1,а $y'(l) = M(l)a/3EJ$, значит $c = 3EJ/a$.

Собственные функции для упрощенной схемы балки можно брать из (3), отбрасывая последнее слагаемое:

$$Y(x) = y_0 (A_{kx} + \xi \lambda D_{kx} - \alpha B_{kx}), \quad Y'(x) = y_0 k (D_{kx} + \xi \lambda C_{kx} - \alpha A_{kx}), \\ Y''(x) = y_0 k^2 (C_{kx} + \xi \lambda B_{kx} - \alpha D_{kx}), \quad Y'''(x) = y_0 k^3 (B_{kx} + \xi \lambda A_{kx} - \alpha C_{kx}). \quad (9)$$

Частотное уравнение по этой схеме получим из условия $EJy''(l) = -cy'(l)$,

которое, с использованием производных (9), приводит к трансцендентному уравнению

$$C_\lambda + \frac{\bar{c}}{\lambda} D_\lambda + \xi (\lambda B_\lambda + \bar{c} C_\lambda) = \alpha \left(D_\lambda + \frac{\bar{c}}{\lambda} A_\lambda \right), \quad \bar{c} = \frac{cl}{EJ} = 3 \frac{l}{a} = 27.$$

Это уравнение определяет первый корень $\lambda = 1,355$, что соответствует значению основной частоты колебаний, полученной по схеме двухопорной балки (рис. 1,а).

По упрощенной схеме на основании зависимости (3) с учетом условий $y(l) = 0, y''(0), y''(l) = -\frac{\bar{c}}{\lambda} y'(l)$ получим дифференциальную зависи-

мость для определения весовой функции

$$(k_n^4 - k_m^4) \int_0^l Y_n(x) Y_m(x) dx = \frac{\bar{c}}{\lambda} (Y_m'(l) Y_n'(l) - Y_n'(l) Y_m'(l)) - Y_m(l) Y_n'''(0) + Y_n(0) Y_m'''(0)$$

Первые слагаемые при подстановке (9) взаимно уничтожаются. Тогда зависимость

$$(k_n^4 - k_m^4) \int_0^l Y_n(x) Y_m(x) dx = -k_n^3 Y_m(0) \xi \lambda_n Y_n(0) + k_m^3 Y_n(0) \xi \lambda_m Y_m(0)$$

с учетом $\lambda = kl$ приводит к виду интеграла $\int_0^l Y_n(x) Y_m(x) dx = -\xi l Y_n(0) Y_m(0)$,

что на основании (3) позволяет получить весовую функцию ($x_1 = a$)

$$\rho(x) = 1 + \xi l \delta(x).$$

Теперь подготовим интеграл квадрата нормы собственных функций

$$(6) \int_0^l Y^2(x) dx = \frac{1}{4k} [kl(-2Y'(l)Y'''(l) + (Y''(l))^2 - Y'(l)Y''(l)) - 3Y(0)Y'''(0)] = \\ = \frac{1}{4} [(Y''(l))^2 - Y'(l)Y''(l) - 2Y'(l)Y'''(l) - 3\xi].$$

Так получаем квадрат нормы собственных функций

$$\Delta_n^2 = \int_0^l (1 + \xi l \delta(x)) Y_n(x) Y_m(x) dx = \int_0^l Y_n(x) Y_m(x) dx + \int_0^l Y^2(x) dx + \xi l Y_n(0) Y_m(0) + \xi l Y^2(0)$$

Здесь первое и третье слагаемые взаимно уничтожаются и с учетом уже подготовленного интеграла $\int_0^l Y^2(x) dx$ получим

$$\Delta_n^2 = \frac{1}{4} [(Y''(l))^2 - Y'(l)Y''(l) - 2Y'(l)Y'''(l) + \xi]. \quad (10)$$

Теперь можно рассмотреть удар груза $Q_0 = M_0 g$, падающего со скоростью v на массу M . С учетом начальной скорости совместного движения грузов $v_0 = v M_0 / (M_0 + M)$ получаем начальное условие

$$\dot{y}(x, 0) = -v_0 e(-x),$$

где $e(-x) = \begin{cases} 1, & x=0 \\ 0, & x \neq 0 \end{cases}$ - единичная функция.

Согласно схеме метода Фурье умножаем это равенство на вес $\rho(x)$, собственную функцию $Y_m(x)$ и интегрируем по длине консоли l

$$y_0 \sum_{n=1}^{\infty} \int_0^l (1 + \xi l \delta(x)) Y_n(x) Y_m(x) dx = -v_0 \int_0^l (1 + \xi l \delta(x)) e(-x) Y(x) dx.$$

Интеграл левой части этого равенства сводится к квадрату нормы

собственных функций Δ_n^2 . В правой части равенства первый интеграл равен нулю благодаря наличию единичной функции $e(-x)$, второй интеграл равен единице благодаря функции Дирака $\left(\int_0^l \delta(x) e(-x) Y(x) dx = Y(0) = 1 \right)$.

Так получаем амплитудное перемещение y_0 :

$$y_0 = -\frac{v_0 \xi l}{\omega_0 \Delta_n^2}.$$

Следовательно, $y(x, t) = \sum_{n=1}^{\infty} y_0 Y(x)$, а с учетом $\mu = 0$ (т.к. $y(x, 0) = 0$)

получаем уравнение динамических перемещений сечений стрелы

$$y(x, t) = -4v_0 l \xi \sqrt{\frac{m}{EJ}} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{1}{\lambda_n^2} \frac{A_{kx} + \xi \lambda_n D_{kx} - \alpha_n B_{kx}}{(Y''(l))^2 - Y'(l)Y''(l) - 2Y'(l)Y'''(l) + \xi} \sin \omega_n t. \quad (11)$$

К этому решению нужно добавить влияние внезапного приложения груза Q_0 , что вызовет вынужденные колебания [1]

$$y(x, t) = -\sum_{n=1}^{\infty} \frac{Y_n(x)}{m \omega_n^2 \Delta_n^2} \int_0^l \rho(x) Y_n(x) dx \int_0^t q(x, \tau) \sin \omega_n(t - \tau) d\tau. \quad (12)$$

Здесь $q(x, \tau)$ - интенсивность возмущающей распределенной нагрузки, а τ - текущее время при продолжительности ударного нагружения t .

Если $q(x)$ не зависит от t , то

$$y(x, t) = -\sum_{n=1}^{\infty} \frac{Y_n(x)}{m \omega_n^2 \Delta_n^2} (1 - \cos \omega_n t) \int_0^l \rho(x) q(x) Y_n(x) dx. \quad (13)$$

Рассмотрим интеграл

$$q \int_0^l (1 + \xi l \delta(x)) Y_n(x) dx = q \int_0^l Y(x) dx + \xi l Y(0).$$

Учитывая, что $\xi = \frac{M + M_0}{ml}$, а $q = mg$, получим

$$q \int_0^l Y(x) dx = \frac{M + M_0}{ml} mg l Y(0). \text{ Но так как внезапно прикладывается только}$$

груз $Q_0 = M_0 g$, то в (13) следует положить $q = Q = 0$. Тогда получим

$$y(x, t) = -\sum_{n=1}^{\infty} Q_0 \frac{Y_n(x)}{m \omega_n^2 \Delta_n^2} (1 - \cos \omega_n t)$$

и уравнение вынужденных колебаний примет следующий вид

$$y(x,t) = -\frac{Q_0 l^3}{3EJ} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{12}{\lambda_n^4} \frac{A_{kx} + \xi \lambda_n D_{kx} - \alpha_n B_{kx}}{Y''(l)^2 - Y'(l)Y''(l) - 2Y'(l)Y'''(l) + \xi} (1 - \cos \omega_n t). \quad (14)$$

Общее решение с учетом (10) принимает вид

$$y(x,t) = -\frac{Q_0 l^3}{3EJ} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{12}{\lambda_n^4} \frac{Y_n(x)}{\Delta_n} \Phi_n(t),$$

где через Δ_n обозначен знаменатель в (10), (14), а

$$\Phi_n(t) = 1 - \cos \omega_n t + \lambda_n^2 \frac{v_0 \xi}{Q_0 l} \sqrt{EJm} \sin \omega_n t = 1 - \cos \omega_n t + \beta_n \sin \omega_n t,$$

$$\beta_n = \lambda_n^2 \frac{v_0 \xi}{Q_0 l} \sqrt{EJm} = \frac{\lambda_n^2}{l^2} \sqrt{\frac{2EJh}{mg}}, \quad (h = v^2/2g - \text{высота падения груза}).$$

Исследуем динамический коэффициент $\Phi(t)$ на экстремум. Из условия

$$\frac{\partial \Phi(t)}{\partial t} = 0 \text{ найдем } \Phi_{\max} = 1 + \sqrt{1 + \lambda_n^4 \frac{2EJh}{mgl^4}}. \text{ Так получаем расчетное уравнение}$$

изогнутой оси стрелы при ударном нагружении

$$y(x) = -\frac{Q_0 l^3}{3EJ} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{12}{\lambda_n^4} \left(1 + \sqrt{1 + \lambda_n^4 \frac{2EJh}{mgl^4}} \right) \frac{Y_n(x)}{\Delta_n}. \quad (15)$$

Отсюда дифференцированием легко получить изгибающий момент

$$M(x) = EJy''(x) = -Q_0 l \sum_{n=1}^{\infty} \frac{4}{\lambda_n^2} \left(1 + \sqrt{1 + \lambda_n^4 \frac{2EJh}{mgl^4}} \right) \frac{C_{kx} + \xi \lambda_n B_{kx} - \alpha_n D_{kx}}{Y''(l)^2 - Y'(l)Y''(l) - 2Y'(l)Y'''(l) + \xi} \quad (16)$$

Этот ряд сходится очень быстро и достаточно взять лишь первое слагаемое. Так для стрелы вышеприведенных параметров получим

$$M(l) = -Q_0 l \frac{8}{\lambda^2} \frac{Y''(l)}{\Delta} = -Q_0 l \cdot k_0 = -2,06 Q_0 l.$$

Если в расчетной схеме консоль с упругой заделкой заменить балкой невесомой с приведенной массой $M_{np} = 0,2427ml$, то, с учетом жесткости заделки c , получим частоту колебаний

$$\omega = \sqrt{\frac{1}{\delta_{11} M_{np}}} = \sqrt{\frac{3EJ}{l^3(1 + al)M + 0,2427ml}} = 2,303 \text{ с}^{-1},$$

что от точного значения ($2,343 \text{ с}^{-1}$) отличается лишь на 3%.

С учетом приведенного анализа наклонную стрелу примем невесомой, испытывающей продольно поперечные колебания от груза $Q_n \cos \alpha = (M + 0,2427ml)g \cos \alpha$ с продольным усилием $N = Q \sin \alpha$. В этом случае единичное перемещение δ_{11} увеличивается, что учитывается коэф-

фициентом влияния продольной силы N [1]

$$\beta = \frac{3}{\psi^3} (tg \psi - \psi), \quad \psi = l \sqrt{\frac{Q_n}{EJ}} \cos \alpha.$$

При наклоне стрелы $\alpha = 75^\circ$ $\psi = 0,422$, $\beta = 1,077$ и вместо (16) по-

лучим $\omega = \sqrt{\frac{3EJ}{l^3} \frac{1}{1,111 \cdot 1,077 \cdot 2946,2}} = 2,219 \text{ с}^{-1}$, чему соответствует

$\lambda = l \sqrt{\frac{m\omega^2}{EJ}} = 1,3496$ и динамический коэффициент 2,058. Изгибающий момент

$M(l) = 2,058 \cdot 2946,2 \cdot 9,81 \cdot 27 \cdot \cos 75^\circ = k_0 M_n g l \cos 75^\circ = 284,2 \cdot 10^3 \text{ Нм}$, напряжение $\sigma = 88,18 \text{ МПа}$.

Чтобы уменьшить динамический коэффициент, нужно увеличить время загрузки t_1 . Подставляя в уравнение вынужденных колебаний невесомой балки [1]

$$y(t) = \omega \int_0^{t_1} \delta_{1x} dx \int_0^t q(x, \tau) \sin \omega \tau d\tau$$

сосредоточенную силу P , т.е. положив $q(x, \tau) = \frac{P}{t_1} \tau P \delta(x)$, можно получить

динамический коэффициент в виде [2]

$$k_0 = 1 + \frac{1}{\omega t_1} [(\cos \omega t_1 - 1) \sin \omega t - \cos \omega t \sin \omega t_1] = 1 + \frac{2}{\omega t_1} \sin \frac{\omega t_1}{2} \left(\sin \frac{\omega t}{2} \sin \omega t + \cos \frac{\omega t_1}{2} \cos \omega t \right).$$

Отсюда из условия $\frac{\partial k_0}{\partial t} = 0$ найдем время $t = \frac{t_1}{2} + \frac{n\pi}{\omega}$, при котором

динамический коэффициент будет минимальным при $t > t_1$. В таблицах 1 и 2 приведены динамические коэффициенты в зависимости от времени загрузки для горизонтальной стрелы при минимальной нагрузке, когда частота первого тона колебаний $\omega = 2,234 \text{ с}^{-1}$, и при максимальной нагрузке, когда $\omega = 9,18 \text{ с}^{-1}$.

Таблица 1 – Динамические коэффициенты при $\omega = 2,234 \text{ с}^{-1}$, $T = 2,812 \text{ с}$

| | | | | | | | | |
|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| t_1 | 0,1 | 0,4 | 0,8 | 1,2 | 1,4 | 1,8 | 3,0 | 5,4 |
| t | 1,456 | 1,606 | 1,806 | 2,006 | 2,106 | 2,306 | 4,312 | 5,512 |
| K_n | 1,998 | 1,962 | 1,872 | 1,726 | 1,639 | 1,450 | 1,052 | 1,040 |

Таблица 2 -- Динамические коэффициенты при $\omega = 9,18 \text{ c}^{-1}$, $T = 0,684 \text{ c}$

| t_1 | 0,1 | 0,2 | 0,4 | 0,6 | 0,8 | 1,2 | 1,3 | 1,4 |
|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| t | 0,392 | 0,442 | 0,542 | 0,642 | 1,084 | 1,284 | 1,334 | 1,727 |
| K_a | 1,965 | 1,865 | 1,526 | 1,137 | 1,137 | 1,127 | 1,052 | 1,022 |

Из таблиц видно, что в горизонтальном положении стрелы время загрузки должно быть не меньше 5,5 с.

Список литературы: 1. Шевченко Ф.Л. Динамика упругих стержневых систем. – Донецк: ООО «Лебедь», 1999. – 268 с. 2. Киселев В.А. Строительная механика. Специальный курс (Динамика и устойчивость сооружений). – М.: Издат. лит. по строит., 1964. – 331 с.

Статья поступила в редакцию 12.06.2002 г.

ВЫСОКОЭФФЕКТИВНОЕ АЛМАЗНОЕ ШЛИФОВАНИЕ ПРЕЦЕССИРУЮЩИМ ШЛИФОВАЛЬНЫМ КРУГОМ

Шепелев А. А., Пасичный О. О., Целина В. В., Дуброва А. Е.
(Институт сверхтвердых материалов, г. Киев, Украина)

In a paper the new method of grinding by a precessing diamond circle permitting considerably is offered to increase efficiency and quality of handling. In outcome the processing capacity is increased and the expenditure of diamonds is reduced.

Разработанный в Институте сверхтвердых материалов высокопроизводительный метод алмазного шлифования твердых сплавов заключается в

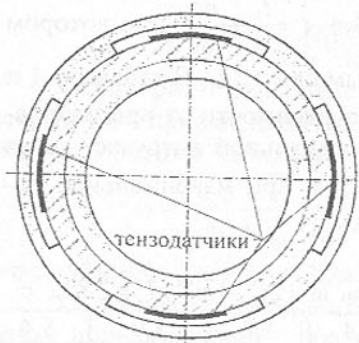


Рис. 1. Радиальный упругий элемент подшипниковой опоры

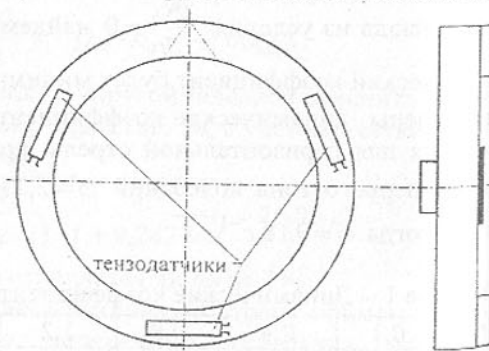


Рис. 2. Торцевой упругий элемент подшипниковой опоры

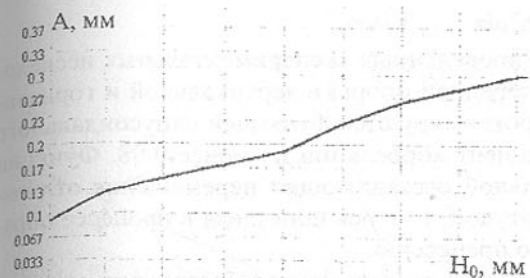


Рис. 3. Зависимость амплитуды колебаний шпинделя шлифовального станка от осевого натяга торцевого упругого элемента

использовании прецессионных явлений, возникающих в процессе обработки. Повышение производительности достигается за счет применения конструкции шпиндельного узла, позволяющей управлять направлением и амплитудой колебаний шпинделя шлифовального станка. Новизной предложенной конструкции является установка передней подшипниковой опоры в радиальном упругом элементе (рис.1) — варьирование его формой и жесткостью можно управлять жесткостью передней опоры в вертикальной и горизонтальной плоскости. Торцевой упругий элемент (рис.2) позволяет, за счет изменения его натяга, управлять общей жесткостью шпинделя.

Основным фактором, возбуждающим круговую прецессию оси вращения вала шпиндельного узла, является статический и динамический дисбаланс шпинделя, величины которых изначально известны, или их можно определить, а также непостоянство сил резания в зоне обработки. Изменение жесткости торцевого упругого элемента, в результате его натяга, влечет за собой изменение амплитуды колебаний вала шпиндельного узла. На рис.3 представлена зависимость амплитуды колебаний вала шпиндельного узла от осевого натяга торцевого упругого элемента.

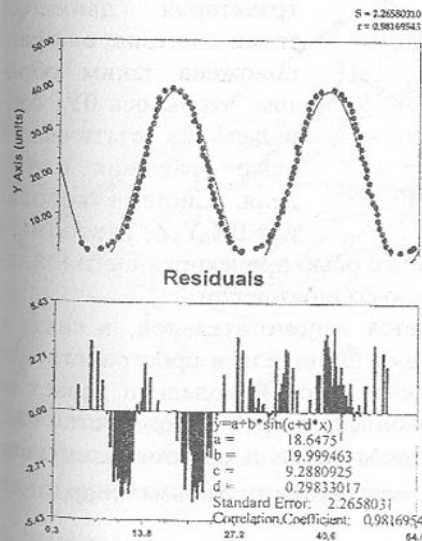


Рис. 4. Аппроксимация экспериментальных значений функцией синусоидального вида

Для контроля перемещения шпинделя в пространстве на упругие элементы были наклеены тензодатчики (см. рис. 1, 2), которые были подключены по полумостовой схеме к усилителю ТА-5. Запись производилась на пишущий осцил-

лограф.

Полученные в результате проведенных экспериментальных исследований данные о перемещении передней опоры в вертикальной и горизонтальной плоскостях хорошо аппроксимируются функцией синусоидального вида (рис. 4), при этом коэффициент корреляции не менее 0,98. Функции для горизонтальной и вертикальной составляющих перемещения отличаются практически только амплитудой, т. е. ось шпинделя в процессе обработки совершает эллиптическую прецессию.

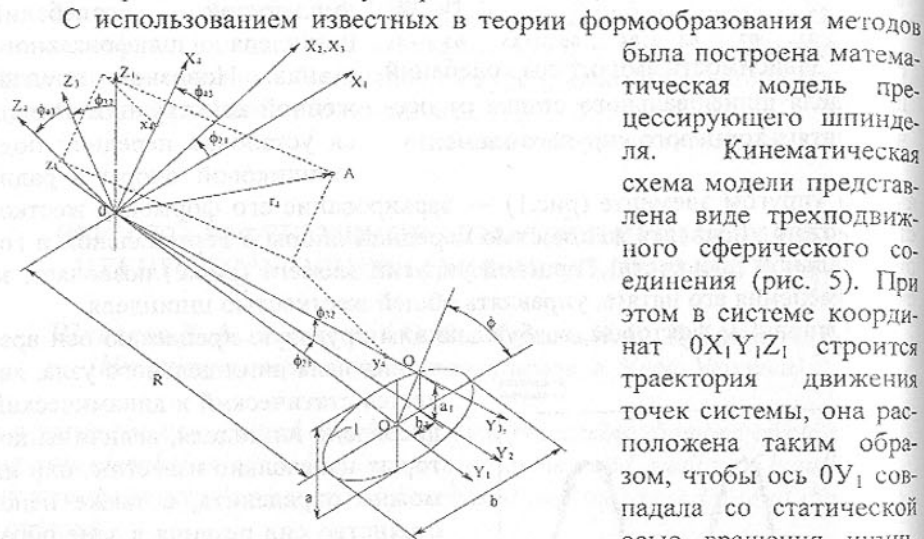


Рис. 5. Кинематическая схема прецессирующего шпинделя

на таким образом, чтобы ось $0Y_3$ совпадала с осью прецессирующего шпинделя, а $0X_4Y_4Z_4$ — связана непосредственно со шпинделем.

Система координат $0X_2Y_2Z_2$ является вспомогательной, в связи с принятой методикой измерения положения шпинделя в пространстве, ее использование упрощает написание математической модели и делает ее более прозрачной. Положение произвольной точки A определяется как: $r_{IA} = T_{21} \cdot T_{32} \cdot T_{43} \cdot r_{IA}$, где r_{IA} — координаты точки в системе шпинделя, T_{21} , T_{32} , T_{43} — матрицы поворота соответствующих систем координат. Матрицы поворота равны:

$$T_{43} = \begin{pmatrix} \cos(\phi_{43}) & 0 & -\sin(\phi_{43}) \\ 0 & 1 & 0 \\ \sin(\phi_{43}) & 0 & \cos(\phi_{43}) \end{pmatrix}, T_{32} = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos(\phi_{32}) & -\sin(\phi_{32}) \\ 0 & \sin(\phi_{32}) & \cos(\phi_{32}) \end{pmatrix},$$

$$T_{21} = \begin{pmatrix} \cos(\phi_{21}) & \sin(\phi_{21}) & 0 \\ -\sin(\phi_{21}) & \cos(\phi_{21}) & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{pmatrix},$$

где ϕ_{43} — угол поворота шпинделя (круга) во круг своей оси, ϕ_{32} — угол поворота оси шпинделя в вертикальной плоскости, ϕ_{21} — угол поворота оси шпинделя в горизонтальной плоскости.

Величина углов ϕ_{32} и ϕ_{21} может быть определена либо в результате экспериментального определения положения шпинделя в пространстве либо, если принять, что ось шпинделя описывает эллипс, рассчитаны по формулам:

$$\phi_{32} = \arcsin\left(\frac{a \cdot \sin(\phi)}{r}\right),$$

$$\phi_{21} = \arcsin\left(\frac{b \cdot \cos(\phi)}{r}\right),$$

где a , b — величины малой и большой полуоси эллипса; r — расстояние от вершины конуса прецессии до шпильного круга.

На рис. 6 представлена расчетная кинематическая модель поверхности движения зоны резания круга в процессе прецессионного шлифования.

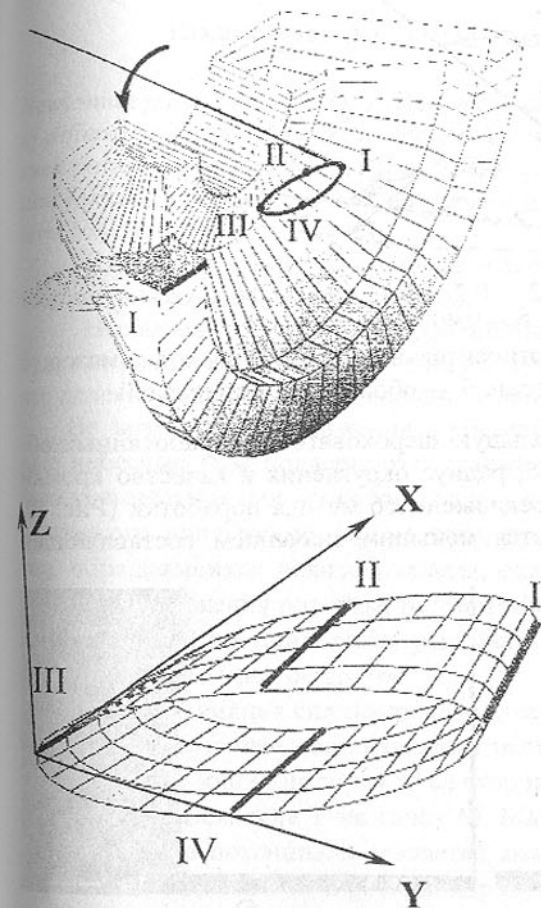


Рис. 6. Кинематическая модель поверхности движения зоны резания круга в процессе прецессионного шлифования

го шлифования.

Эффективность применения описанного метода шлифования во многом обусловлена тем, что алмазные зерна непрерывно изменяют свою ориентацию и вектор движения относительно обрабатываемой детали. В результате уменьшаются сил P_z в зоне обработки, мощность резания, а также

относительный расход алмазов (Рис. 7).

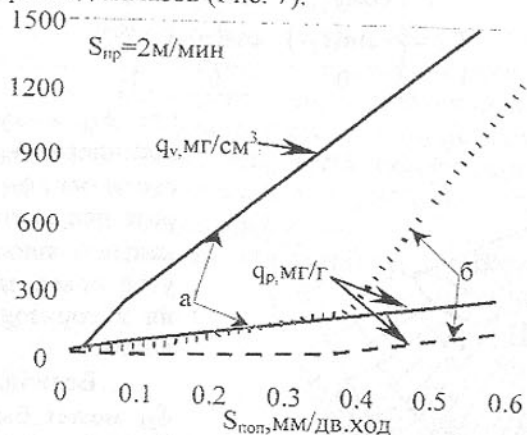


Рис. 7. Удельный q_v (мг/см^3) и относительный q_r (мг/г) расход алмазов: а — обработка без прецессии, б — обработка с прецессией.

Не смотря на несколько большую шероховатость обработанных образцов из твердого сплава Т14К8, радиус округления и качество кромки выше в случае использования предложенного метода обработки (Рис. 8), что, по-видимому, обуславливается меньшим значением составляющей силы резания P_z .

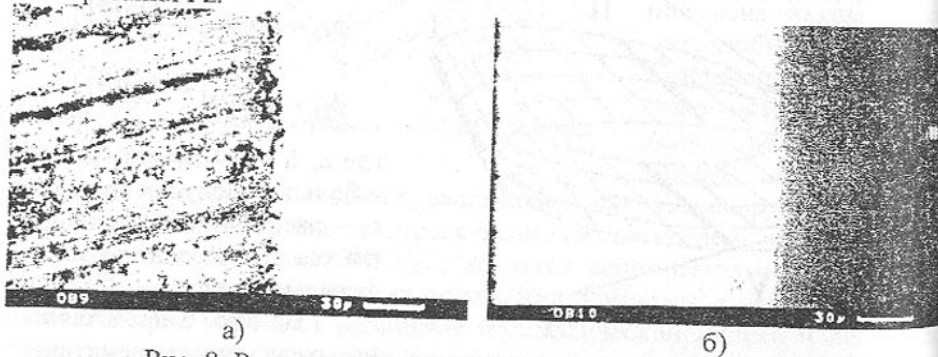


Рис. 8. Режущая кромка инструмента, обработанная: а — традиционным способом; б — с применением прецессирующего шпинделя
Статья поступила в редакцию 10.06.2002 г.

К ИСПОЛЬЗОВАНИЮ ПОТЕНЦИАЛОВ ПРОСТОГО СЛОЯ ПРИ МАТЕМАТИЧЕСКОМ МОДЕЛИРОВАНИИ В ТЕХНИЧЕСКИХ СИСТЕМАХ

Шишканова А.А. (ЗНТУ, г.Запорожье, Украина)

Newtonian potentials of simple fiber are widely used in mathematical modeling of different physical, technical, economic and medical processes. Expansion of such potentials in series is proposed. This leads the problem of contact interaction for doubly connected contact domain to the sequence of analogical problems for circular ring.

С началом космической эры в небесной механике получает развитие теория движения искусственных тел.

Несомненно, с течением времени число искусственных небесных тел будет возрастать и некоторые из них будут отправляться во все более и более далекие от Земли области космического пространства [1].

Во время своего движения в космическом пространстве искусственные небесные тела подвергаются (также как и естественные тела) действию космических сил, из которых здесь самой важной является сила ньютоновского притяжения. Кроме того, при изучении движения небесных тел, обращающихся вблизи планеты, оказалось необходимым учитывать влияние притяжения планеты, рассматриваемой как тело, а не как материальная точка. Еще приходится учитывать несферичность планеты, искусственного тела и многое другое.

Силовая функция сил притяжения, частные производные которой равны соответствующим составляющим равнодействующей всех сил притяжения, действующих на точку М со стороны притягивающего тела Т, является потенциалом тела Т на точку М. Математическим аппаратом, исследующим такие потенциалы, является аналитическая часть теории потенциала, относящаяся к конкретным ядрам, а именно к ядрам М. Риса, которые в качестве частных (или предельных) случаев содержат классическое ньютоново и логарифмическое ядро.

Потенциал Риса порядка α

$$U_\alpha^v(y) = \int_{S(v)} k_\alpha(x, y) dv(x) \quad (1)$$

$$k_\alpha(x, y) = A(p, \alpha) \cdot |x - y|^{-(p-\alpha)}, \quad 0 < \alpha < p, \quad p \geq 2$$

где $A(p, \alpha)$ - нормирующий множитель, G - область в евклидовом пространстве \mathbb{R}^p , которая может совпадать с \mathbb{R}^p , $k_\alpha(x, y)$ - действительная

функция, определенная в $G \times G$, ν -заряд (мера) с носителем $S(\nu)$ в G .

В случае \mathbb{R}^2 кроме потенциалов Риса рассматривают логарифмический потенциал, который является слабым пределом потенциала Риса при условии $\alpha \rightarrow 2$.

При определенных условиях множество точек, где $U_\alpha^\nu = +\infty$, во всяком случае, имеет нулевую лебегову меру, так как потенциал U_α^ν локально суммируемый.

При $p = 3$, т.е. в \mathbb{R}^3 только в немногих случаях удастся с помощью разделения переменных в соответствующих криволинейных координатах отыскать равновесный потенциал и ньютонову емкость. В \mathbb{R}^p вычисление ньютоновского потенциала предложено для многомерного эллипсоида, когда плотность является функцией от эллиптической зависимости между координатами.

В данной работе рассматриваются ньютоновы потенциалы простого слоя, которые кроме применения в небесной механике находят самое широкое применение при математическом моделировании различных процессов в технике, медицине, физике и др.

Например, при математическом моделировании контактных проблем в механике контактные взаимодействия упругих тел без учета или с учетом сил трения описываются двумерными интегральными уравнениями, содержащими интегралы типа потенциалов простого слоя.

$$\iint_S \frac{p(\rho, \theta)}{r} dS = f(\rho_0, \theta_0), \quad (2)$$

$$\iint_S \frac{p(\rho, \theta)}{r} dS + \iint_S \frac{\lambda \mu \cos r^{\wedge} x}{r} p(\rho, \theta) dS = f(\rho_0, \theta_0). \quad (3)$$

где $r^2 = \rho^2 + \rho_0^2 - 2\rho\rho_0 \cos(\theta - \theta_0)$, $(\rho_0, \theta_0) \in S$

$p(\rho, \theta)$ - неизвестная функция, характеризующая распределение контактного давления по неизвестной площадке контакта S .

При математическом моделировании контактных задач с трением часто используется закон трения, при котором силы трения пропорциональны нормальному давлению. В действительности в формировании сил трения важная роль принадлежит адгезии, учет которой приводит к двучленному закону трения в форме $\tau = \tau_0 + \mu\sigma$. Основное интегральное уравнение модели для определения давления $p(x, y)$ содержит интегралы со слабой особенностью типа потенциала простого слоя, распределенные в общем

случае по неизвестной области контакта S :

$$\iint_S \frac{p(\rho, \theta)}{r} dS + \iint_S \frac{\lambda \mu \cos r^{\wedge} x}{r} p(\rho, \theta) dS + \iint_S \frac{\lambda \tau_0 \cos r^{\wedge} x}{r} dS = f(\rho_0, \theta_0).$$

В механике деформируемого твердого тела математические модели напряженного состояния тел с трещинами (разрезами), в случае когда тело подвергается одноосному растяжению перпендикулярно к плоскости трещины, характеризуются интегро-дифференциальным уравнением, которое содержит потенциал простого слоя

$$p(\rho, \theta) = \Delta \iint_S \frac{w(\rho, \theta)}{r} dS \quad (4)$$

$w(\rho, \theta)$ - неизвестная функция, характеризующая нормальные перемещения краев трещины, Δ - оператор Лапласа, S - область в плоскости (ρ, θ) , которую занимает плоская трещина (разрез) бесконечно малой толщины.

В трибологии математическая модель, пространственной задачи о контакте двух упругих тел с шероховатыми поверхностями описывается интегральным уравнением, содержащим аналогичный потенциал

$$\iint_S \frac{p(\rho, \theta)}{r} dS + F(p(\rho_0, \theta_0)) = f(\rho_0, \theta_0) \quad (5)$$

При математическом моделировании динамики показателей надежности по конструктивно-производственным отказам определение вероятности выхода точки на границу области и времени, необходимого для выхода «производитель» за данное время характеризуется аналогичным потенциалом, распределенным по многомерной области.

В компьютерной томографии для получения томограммы расшифровка и идентификация сигнала, полученного с детектора, реализуется решением задачи теории потенциала для области, ограниченной конкретной конфигурацией «среза» [4].

При создании пакета компьютерных программ для вычисления потенциалов простого слоя используются разложения их в ряды [2,3,5,7].

Для разложения в ряд потенциала (1) при $p = 2$, $\alpha = 1$ с плотностью в полярной системе координат

$$\lambda = w(\rho, \theta) = \sum_{k=0}^{\infty} \varepsilon^k w_k(\rho, \theta), \quad (6)$$

$$S(\lambda) = \left\{ (\rho, \theta) : \rho \leq a \left(1 + \sum_{i=1}^{\infty} \varepsilon^i f_i(\theta) \right), 0 < \varepsilon < 1 \right\}$$

используется преобразование переменных

$$\rho = R[1 + \sum_{i=1}^{\infty} f_i(\varphi)\varepsilon^i], \quad \varphi = \theta. \quad (7)$$

Представляя плотность потенциала в виде

$$w(\rho(R, \varphi, \varepsilon), \varphi) = \sum_{i=0}^{\infty} W_i(R, \varphi)\varepsilon^i, \quad (8)$$

затем при определенных условиях для $w_i(\rho, \theta)$, $f_i(\theta)$, исключая особую точку кругом малого радиуса δ , после выполнения предельного перехода при $\delta \rightarrow 0$, получено разложение по степеням ε в ряд:

$$\iint_{S(\lambda)} \frac{w(\rho(R, \varphi, \varepsilon), \varphi)}{r(R, R_0)} dS = \sum_{i=0}^{\infty} \varepsilon^i \left[\iint_{\Omega} \frac{W_i(R, \varphi)}{r(R, R_0)} d\Omega + \Phi_i(W_0, W_1, \dots, W_{i-1}) \right], \quad (9)$$

где для $i = 1, 2$:

$$\Phi_1(W_0) = D_1(W_0); \quad \Phi_2(W_0, W_1) = D_1(W_1) + D_2(W_0).$$

$$D_1(W_0) = \iint_{\Omega} \frac{W_0(R)}{r(R, R_0)} f_1(\varphi) d\Omega - R_0 \frac{\partial}{\partial R_0} \iint_{\Omega} \frac{W_0(R)}{r(R, R_0)} [f_1(\varphi) - f_1(\varphi_0)] d\Omega \quad (10)$$

$$D_2(W_0) = \iint_{\Omega} \frac{W_0(R)}{r(R, R_0)} f_2(\varphi) d\Omega - R_0 \frac{\partial}{\partial R_0} \iint_{\Omega} \frac{W_0(R)}{r(R, R_0)} [f_2(\varphi) - f_2(\varphi_0)] d\Omega + \\ + R_0 \frac{\partial^2}{\partial R_0^2} \iint_{\Omega} \frac{W_0(R)}{2r(R, R_0)} [f_1(\varphi) - f_1(\varphi_0)]^2 d\Omega \quad (11)$$

$$r^2(R, R_0) = R^2 + R_0^2 - 2R \cdot R_0 \cos(\varphi - \varphi_0); \quad (R_0, \varphi_0) \in \Omega$$

$$\Omega = \{(R, \varphi) : 0 \leq R \leq a, 0 \leq \varphi \leq 2\pi\}.$$

В полученном разложении коэффициенты зависят от аналогичных потенциалов, распространенных по круговой области Ω .

Разложение (9), (10), (11) имеет место и в случае, когда область S является некруговым кольцом, ограниченным подобными и подобно расположенными линиями, мало отличающимися от окружности.

При решении интегральных уравнений типа (4) из-за присутствия дифференциальных операторов можно использовать разложения потенциала простого слоя [7] в виде

$$\iint_S \frac{w(\rho(R, \varphi, \varepsilon), \varphi)}{r} ds = \sum_{i=0}^{\infty} \varepsilon^i \left[\iint_{\Omega} \frac{W_i(\rho, \varphi)}{r(\rho, \rho_0)} d\Omega + F_i(W_0, W_1, \dots, W_{i-1}) \right]$$

$$F_1(W_0) = L_1(W_0), \quad F_2(W_0) = L_1(W_1) + L_2(W_0),$$

$$L_1(W_0) = (1 - \rho_0 \frac{\partial}{\partial \rho_0}) \iint_{\Omega} \frac{W_0(\rho)}{r} f_1(\theta) d\Omega,$$

$$L_2(W_0) = (1 - \rho_0 \frac{\partial}{\partial \rho_0}) \iint_{\Omega} \frac{W_0(\rho)}{r} f_2(\theta) d\Omega + \rho_0^2 \frac{\partial^2}{\partial \rho_0^2} \iint_{\Omega} \frac{W_0(\rho)}{2r} f_1^2(\theta) d\Omega.$$

В случае, когда область S является двусвязной областью, близкой к круговому кольцу Ω , ограниченной линиями Γ_1 и Γ_2 с уравнениями в полярных координатах соответственно:

$$\rho = a(1 + f_1(\varepsilon, \theta)), \quad f_1(\varepsilon, \theta) = \sum_{i=1}^{\infty} \varepsilon^i f_{i0}(\theta)$$

$$\rho = b(1 + f_2(\varepsilon, \theta)), \quad f_2(\varepsilon, \theta) = \sum_{i=1}^{\infty} \varepsilon^i f_{oi}(\theta), \quad a < b, \quad 0 < \varepsilon < 1.$$

При определенных условиях с помощью преобразования переменных

$$\rho = R + \frac{R-a}{b-a} b \cdot f_2(\varepsilon, \varphi) + \frac{R-b}{a-b} a \cdot f_1(\varepsilon, \varphi), \quad \varphi = \theta,$$

представляя плотность потенциала в виде (8) после выполнения аналогичных операций, получаем выражение для потенциалов простого слоя в виде (9). В полученном выражении операторы Φ_i имеют несколько другой вид, чем в выражениях (10), (11). Например,

$$D_1(W_0) = \iint_{\Omega} \frac{W_0(R)}{r(R, R_0)} \left(\frac{b}{b-a} f_{01}(\varphi) - \frac{a}{a-b} f_{10}(\varphi) \right) d\Omega - \\ - R_0 \frac{\partial}{\partial R_0} \iint_{\Omega} \frac{W_0(R)}{R \cdot r(R, R_0)} \left(\frac{R-a}{b-a} b \cdot f_{01}(\varphi) - \frac{R-b}{a-b} a \cdot f_{10}(\varphi) \right) d\Omega + \\ + \left(\frac{R_0-a}{b-a} b \cdot f_{01}(\varphi_0) - \frac{R_0-b}{a-b} a \cdot f_{10}(\varphi_0) \right) \cdot \frac{\partial}{\partial R_0} \iint_{\Omega} \frac{W_0(R)}{r(R, R_0)} d\Omega$$

Таким образом, предложено приближенное вычисление потенциала простого слоя, распределенного по двусвязной области в виде последовательности аналогичных задач для области ограниченной круговым кольцом.

Список литературы: 1. Дубошин Г.Н. Небесная механика. – М.: ГИФМЛ «Физматгиз», 1963. – 586 с. 2. Дырда В.И., Шишканова А.А. Математическое моделирование подвижного эластостатического контакта при двучленном законе трения. // Вестник СевГУ, Вып.8. Механика, энергетика, экология. Сборник науч. трудов – Севастополь, 1997. – С.32-37

3. Зайцева Т.А., Шишканова А.А. До розвинення в ряд деяких потенціалів Pica. Матеріали VII Міжнародної конференції ім. акад. М.Кравчука. – К.: НТУУ (КПІ), 2000. – С. 281 4. Рубашов И.Б. Компьютерная томография // Вестник АН СССР. – 1985. – №4. – С. 47-61 5. Шишканова А.А. До контактної взаємодії елементів, що первісно торкаються у точці // Вісник ЗДУ. – Запоріжжя, ЗДУ, 1999. – №1. – С.118-121 6. Шишканова А.А. Розв'язання рекурентної системи інтегральних рівнянь для неплоского штамплу з двозв'язною областю контакту. // Вісник ЗДУ. – Запоріжжя, ЗДУ, 1999. – №2. – С.158-162 7. Шишканова С.Ф. О напряженном состоянии упругого пространства, ослабленного плоской трещиной, близкой к кольцевой. // Прикладная механика. – 1990. – т.26. – №5. – С. 9-15

Статья поступила в редакцию 29.05.2002 г.

ЭМИССИОННАЯ ДИАГНОСТИКА ЗАЩИТНЫХ ПОКРЫТИЙ

Шкилько А.М. (УИПА, г. Харьков, Украина)

Wear and kinetics photostimulated exoelectron emission from specimens with TiN covering under bending deformation and friction have been investigated. General picture of electron emission from deformed specimens with covering has been proposed. It is suggested to use PSEE method for diagnosis of specimens on defective specimens and undefective ones.

Одним из путей эффективного повышения работоспособности деталей и узлов является применение высококачественных покрытий, наносимых различными способами, в т.ч. методами вакуумно-плазменных технологий. Метод КИБ (конденсация с ионной бомбардировкой), разработанный в НИЦ “Харьковский физико-технический институт”, является низко-температурным, позволяет варьировать физические и механические характеристики наносимых покрытий в процессе конденсации и обеспечивать оптимальное сочетание износостойкости, прочности и других свойств изделий. Широкому распространению метода КИБ способствовали промышленный выпуск установок (“Булат”, “Пуск” и др.) и получение с их помощью покрытий с качественными эксплуатационными характеристиками.

Для улучшения свойств материалов и деталей изделий за счет поверхностной обработки и нанесения защитных тонкопленочных покрытий требуется, прежде всего, информация о физико-химическом состоянии и свойствах материала основы и покрытий, т.е. предварительные диагностические исследования являются предпосылкой любой плодотворной подготовки поверхности. В последнее время все большее внимание уделяется разработке методов неразрушающего контроля качества защитных (плаз-

менных) покрытий. Представляют интерес работы, выполненные в Англии, Голландии по применению ультразвуковой техники, в Германии по исследованию голографии, в США по применению акустической эмиссии. Ультразвуковой контроль позволяет с высокой надежностью определять пористость плазменных покрытий, их механическую прочность. Метод акустической эмиссии успешно использовался для диагностики растрескивания покрытий. Метод контурной голографии позволяет измерять профили поверхности или толщину локального покрытия. Для оценки адгезионной прочности соединений рекомендуется использовать вибрационную и оптическую голографию. Успешно используется спектроскопия Мессбауэра для анализа покрытий из сплавов на основе железа. Создание в ближайшее время методов и средств неразрушающего контроля плазменных покрытий на деталях должно стать одним из важнейших направлений исследований в области плазменного напыления.

Для получения достаточно полного описания физико-химического состояния поверхности необходимо использовать большое количество параметров (по данным разных авторов до 60), таких как конструкция распылителя, род и расход плазмообразующего газа, потребляемая мощность; физико-химические свойства, грануляция напыляемого материала, скорость его подачи; состав защитной атмосферы, способ подготовки поверхности изделия, температурный режим в процессе формирования покрытия и т.д. Трудоемкость их определения и отсутствие оборудования комплексного контроля в заводских лабораториях побудили к поиску обобщенных параметров оценки состояния поверхностного слоя. Такими параметрами могут быть методы фотостимулированной экзоелектронной эмиссии (ФСЭЭ) и контактной разности потенциалов (КРП) [1-4].

В работе приведены результаты влияния механических воздействий на интенсивность и кинетику ФСЭЭ защитных покрытий.

Условия эксперимента. Нанесение покрытий производилось на установке “Булат”. Исследованию подвергались однослойные покрытия TiN, нанесенные на подложки из стали (Ст. 3) в вакууме $1,3 \cdot 10^{-2}$ Па. Поверхность подложки в результате обработки (шлифовка и полировка) имела значение среднего арифметического отклонения профиля ≈ 20 мкм. Перед нанесением покрытий проводили очистку полированной поверхности подложки посредством ультрафиолетового облучения.

Деформация образцов изгибом осуществлялась на специально сконструированном устройстве. Испытания износостойкости проводились на установке, работающей по схеме индентор–диск. В качестве индентора использовалась сталь 45. Покрытие на основе TiN толщиной 10 мкм наносилось на диск. Поверхность деталей после трения анализировалась с помощью оптического и растрового электронного микроскопа, измерялись

микротвердость дорожек трения до и после эксперимента, параметры шероховатости дорожек трения определялись на профилографе. Износ покрытий определялся по потере массы на аналитических весах ВЛА-200М. Микротвердость покрытий измеряли на приборе ПМТ-3 при нагрузке 0,98 Н. Толщина покрытий, определенная с помощью прибора МИИ-4, составляла ≈ 10 мкм.

Измерение интенсивности ФСЭЭ и изменение КРП осуществлялось до и после проведения механических испытаний. Особенностью разработанной аппаратуры является возможность их использования в вакууме и атмосферных условиях. Подробное описание экспериментальной техники приведено в работах [5, 6].

Результаты эксперимента и их обсуждение. В ряде работ показано на существование на поверхности защитных покрытий деталей адсорбционного слоя, обусловленного радиационной активацией поверхности и искажающего общую картину о физико-химическом состоянии поверхностных слоев. Оказалось, что ток ФСЭЭ с такой поверхности без возбуждения поверхности был повышенный, т.е. наблюдалась спонтанная эмиссия. После очистки поверхности посредством отжига и ультрафиолетового воздействия эмиссионный ток понижался до фона. Выполненные исследования показали, что появление эмиссионного тока связано с присутствием на поверхности локальных примесных включений, загрязнений и окислов, не способствующих повышенной адгезионной прочности системы деталь-покрытие. Таким образом, если регистрировать экзоэмиссионный ток, то по его величине можно контролировать степень чистоты обрабатываемой поверхности [7].

Предварительные исследования показали, что метод ФСЭЭ может применяться: в процессе нанесения покрытия; при дополнительно приложенной механической или термической нагрузке на деталь; для контроля физико-химического состояния поверхности после нанесения покрытия. Установлено влияние параметров нанесения покрытия (сила тока, давление при напылении и температура предварительного прогрева подложки) на интенсивность и кинетику ФСЭЭ. Повышение силы тока при нанесении покрытий ведет к увеличению интенсивности эмиссионного тока. Такую зависимость можно объяснить повышенным подводом теплоты, приводящее к повышенной пластической деформации и к дополнительному трещинообразованию.

Уменьшение давления при нанесении покрытий ведет к росту тока ФСЭЭ и увеличению КРП, что также можно объяснить за счет увеличенного подвода теплоты и ростом разности температур между покрытием и подложкой, что в свою очередь, приводит к росту внутренних напряжений. Метод ФСЭЭ предложен для раннего обнаружения и оценки процесса раз-

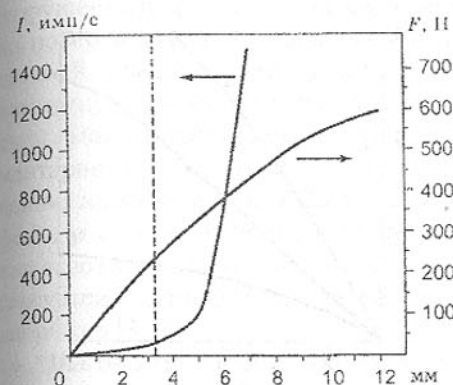


Рис. 1. ФСЭЭ при механическом нагружении.

рушения при нагружении деталей. На рис. 1 представлены результаты испытаний на изгиб образцов с покрытием. При нагружении в области упругой деформации были зарегистрированы отдельные незначительные всплески ФСЭЭ (деталь не имела дефектов). Значительное повышение эмиссионного тока (крутой подъем) наблюдалось в области пластической деформации и растрескивания покрытия. Сопоставление результатов измерения ФСЭЭ, изменения КРП и оптической и растровой электронной микроскопии показали, что при деформации изгибом образца с покрытием растрескивание покрытий наблюдается в три этапа. На первой стадии, где деформация и внутренние растягивающие напряжения максимальны, первичные дефекты (оксидные включения, микропоры, микротрещины, возникающие при нанесении покрытий, и т.д.) постепенно соединяются друг с другом с последующим образованием на поверхности трещин. На второй стадии поверхностные трещины развиваются перпендикулярно направлению растягивающего напряжения. На третьей стадии трещины распространяются в глубину, достигают поверхности раздела покрытие-подложка и распространяются вдоль поверхности раздела с последующим отслоением покрытия.

Исследования на трение и износ деталей показывают, что нанесение покрытий из TiN значительно улучшает их триботехнические свойства, наблюдается уменьшение коэффициента трения и повышение износостойкости. Характер износа и кинетика ФСЭЭ образцов без покрытия и с нанесенным покрытием представлены на рис. 2 (а, б).

После короткого периода приработки образца без покрытия наблюдалось непрерывное плавное повышение износа. Аналогичное поведение наблюдалось для хромовых покрытий толщиной 30–40 мкм, нанесенных гальваническим способом, но со значительно меньшим общим износом. Для образцов с покрытием TiN после короткого периода приработки было достигнуто стационарное (устоявшееся) состояние износа, которое сопровождалось незначительными повторяющимися повышениями степени износа.

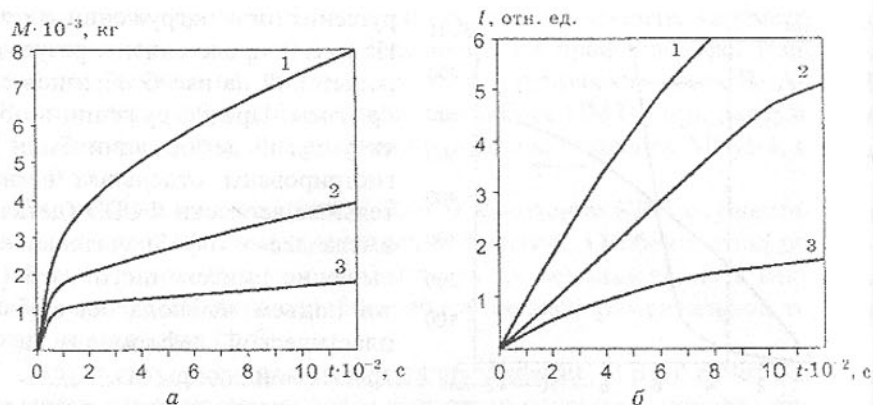


Рис. 2. Зависимости кинетики износа (а) и изменения ФСЭЭ (б) при трении: 1 – без покрытия; 2 – хромовое гальванопокрытие; 3 – покрытие TiN.

Следует отметить, что покрытие придает деталям хорошую износостойкость, но отрицательно влияет на износ контртела. Износ контртела при взаимодействии с образцами с покрытием TiN был в 1,5–2 раза больше, чем при непокрытой фрикционной паре. Эмиссия электронов намного интенсивней с контртела, чем с образца с покрытием.

Анализ полученных результатов показывает, что между параметрами трения и ФСЭЭ существует достаточно устойчивая и закономерная связь. Так, в условиях граничного трения падение момента трения сопровождается снижением интенсивности сигналов ФСЭЭ. В условиях сухого трения увеличения нагрузки вызывают непрерывный рост момента трения и рост интенсивности ФСЭЭ, сопровождающийся последующим снижением ее интенсивности при развитии на трущихся поверхностях процессов схватывания.

Выполненные исследования показали, что среди возможных источников ФСЭЭ можно выделить следующие: пластическая деформация покрытия; разрушение покрытия; деформация основного металла (подложка); разрушение основного металла.

Общая картина эмиссии экзоэлектронов при разрушении покрытий представляется следующей [8]. Образование элементарного акта разрушения (микротрещина, микропора и другие дефекты) сопровождается излучением единичного импульса ФСЭЭ. После некоторого числа последовательно идущих элементарных актов разрушения, вызванных однократным взаимодействием частицы абразива с истираемой поверхностью, наблюдается отделение частицы износа. При этом количество элементарных актов

разрушения при отделении одной частицы будет равно отношению площади поверхности образующейся частицы к величине площади единичного дефекта. Следовательно, может быть установлена связь между количеством импульсов ФСЭЭ и площадью поверхности износа. Установив такую связь, можно оценить величину площади дефекта, соответствующего элементарному акту разрушения и в дальнейшем можно по измеренному значению интенсивности ФСЭЭ судить о величине площади единичного дефекта и степени износа покрытия. Предложенный механизм возникновения экзоэмиссионного излучения в процессе изнашивания качественно согласуется с данными других авторов, исследовавших ФСЭЭ при трении, например [3, 9].

Широкая распространенность защитных покрытий, работающих в режиме граничного трения, делает разработку методов непрерывного контроля трущихся пар непосредственно в процессе эксплуатации актуальной задачей. В лабораторных условиях момент разрушения покрытия регистрируют по возрастанию силы трения посредством ее непрерывной регистрации. Предлагается использовать метод ФСЭЭ, достаточно простой, экспрессный и более чувствительный при испытаниях на износ. Для этого осуществляют трение образца с покрытием и регистрируют интенсивность ФСЭЭ перед разрушением покрытия I и в момент разрушения I_p . Степень разрушения P определяется из соотношения

$$P = \frac{I_p - I}{I_\delta - I},$$

где I_δ – интенсивность ФСЭЭ при трении образца без покрытия с контртелом.

Для определения относительной площади разрушения покрытия, разделяющего контактирующие поверхности, регистрируют интенсивность эмиссионного тока при испытаниях на износ без покрытия I_δ , а затем с покрытием I_p . Фиксируют момент времени t_1 перед ростом интенсивности эмиссионного тока до значения I_p , вызванного разрушением покрытия, и момент времени t_2 , когда интенсивность ФСЭЭ принимает значение, соответствующее трению по образцу с неразрушенным покрытием. Далее определяется интервал времени $\Delta t = t_1 - t_2$, в течении которого имело место нарушение сплошности покрытия и площадь разрушения [10],

$$S = \Delta t \cdot v \cdot d / S_T,$$

где v – скорость скольжения; d – ширина дорожки трения; S_T – номинальная площадь трения.

Таким образом, на основании анализа известных литературных данных и выполненных исследований можно сделать вывод о том, что метод

ФСЭЭ перспективен, с одной стороны, как тонкий физический метод исследования кинетики деформирования и разрушения поверхностных слоев при механических воздействиях, с другой стороны, как основа для разработки диагностических методик и средств оценки качества защитных покрытий конструкционных материалов, причем практическая ценность некоторых из таких методик уже ясна.

Автор благодарит Борисова В.В. за помощь в проведении экспериментов.

Список литературы: 1. Кортон В.С., Слесарев А.И., Рогов В.В. Экзоэмиссионный контроль деталей после обработки. – К.: Наукова думка, 1986. – 170 с. 2. Шкилько А.М., Креснин А.А. Применение экзоэлектронной эмиссии для исследования физико-химических свойств материалов. – Харьков: УЗПИ, 1982. – 75 с. 3. Евдокимов В.Д., Семов Ю.И. Экзоэлектронная эмиссия при трении. – М.: Наука, 1973. – 182 с. 4. Шкилько А.М. Неразрушающие методы контроля металлов и узлов энергетического оборудования. – К.: ИСИО, 1994. – 170 с. 5. Борисов В.В., Шкилько А.М. Аппаратура для исследования защитных покрытий // Труды IV Международного симпозиума “Вакуумные технологии и оборудование”, МСВТО-4. – Харьков: 2001. – с.308-311. 6. Шкилько А.М. Метод контактной разности потенциалов // Сб. трудов. Современные методы, материалы и технологии для технической диагностики. – Харьков: ХГТУРЕ, 1998. – с. 248-254. 7. Шкилько А.М. Экзоэмиссионный метод контроля чистоты металлов // Чистые металлы (МСЧМ-7). – Харьков: ННЦ “ХФТИ”, 2001. – с. 163-165. 8. Шкилько А.М., Креснин А.А. Закономерности фотостимулированной экзоэлектронной эмиссии из металлов // Вісник ХНУ, № 476, сер. “Фізика”, 2000, вип. 4. – с. 116-119. 9. Хандзель-Повержа Э., Першкаля А., Пируг М. Экзоэлектронная эмиссия при исследовании трения скольжения стали 45 // Трение и износ. 1981, т. 11, № 1. – с. 22-26. 10. Свириденюк А.И., Мышкин Н.К., Калмыкова Т.Ф., Холодов О.В. Акустические и электрические методы в триботехнике. – Минск: Наука и техника, 1987. – 280 с.

Статья поступила в редакцию 21.06.2002 г.

КЛАССИФИКАЦИЯ И АНАЛИЗ СХЕМ КРУТОНАКЛОННЫХ ЛЕНТОЧНЫХ КОНВЕЙЕРОВ ДЛЯ ГОРНОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ

Шпакунов И.А. (ИГТМ НАН Украины, г. Днепропетровск, Украины),
Оксень Е.И. (АДИ ДонГТУ, г. Горловка, Украина)

Classification and analysis of steeply inclined belt conveyor circuits for mining industry have been given. A number of working elements was taken as the basis of classification: with one working element, with two and combined ones. It is shown that the conveyor with partitions on the load-carrying surface is more appropriate.

Одним из перспективных направлений развития конвейерного транспорта для горной промышленности является создание и использование крутонаклонных ленточных конвейеров (КЛК). Применение КЛК в горных отраслях промышленности позволяет значительно сокращать расстояние транспортирования, расход электроэнергии и капитальные вложения при их использовании. Большинство КЛК за счет различной степени герметичности груза на ленте обеспечивают снижение или полное исключение воздействия транспортируемого материала на окружающую среду, в равной мере как и защиту груза от среды.

Классификация крутонаклонных конвейеров сделана в 1980 г. и приведена в [1,2]. В классификацию кроме крутонаклонных ленточных конвейеров вошли также ленточные конвейеры на ходовых опорах и ленточные конвейеры на ходовых каретках с укрепленными на траверсах подвижными опорными элементами. К настоящему времени предложено много новых схем и конструктивных разновидностей КЛК, иногда принципиально отличающихся друг от друга, или повторяющих одна другую при несущественных различиях. Изменилась терминология по лентам и их элементам, конструктивным элементам КЛК, что и потребовало разработать новую классификацию крутонаклонных ленточных конвейеров для транспортно-технологических цепей горных предприятий.

В основу классификации КЛК положено количество рабочих органов, как наиболее полно отражающих процесс взаимодействия ленты или её дополнительных элементов с транспортируемой горной массой. По количеству рабочих органов (коптуров) КЛК разделяются на конвейеры с одним рабочим органом, выполняющим одновременно тяговые и грузонесущие функции, на конвейеры с двумя рабочими органами – тяговым и грузонесущим и на комбинированные. К крутонаклонным конвейерам с комбинированным тяговым органом относятся конвейеры с одним тягово-

ФСЭЭ перспективен, с одной стороны, как тонкий физический метод исследования кинетики деформирования и разрушения поверхностных слоев при механических воздействиях, с другой стороны, как основа для разработки диагностических методик и средств оценки качества защитных покрытий конструкционных материалов, причем практическая ценность некоторых из таких методик уже ясна.

Автор благодарит Борисова В.В. за помощь в проведении экспериментов.

Список литературы: 1. Кортон В.С., Слесарев А.И., Рогов В.В. Экзоэмиссионный контроль деталей после обработки. – К.: Наукова думка, 1986. – 170 с. 2. Шкилько А.М., Креснин А.А. Применение экзоэлектронной эмиссии для исследования физико-химических свойств материалов. – Харьков: УЗПИ, 1982. – 75 с. 3. Евдокимов В.Д., Семов Ю.И. Экзоэлектронная эмиссия при трении. – М.: Наука, 1973. – 182 с. 4. Шкилько А.М. Неразрушающие методы контроля металлов и узлов энергетического оборудования. – К.: ИСИО, 1994. – 170 с. 5. Борисов В.В., Шкилько А.М. Аппаратура для исследования защитных покрытий // Труды IV Международного симпозиума “Вакуумные технологии и оборудование”, МСВТО-4. – Харьков: 2001. – с.308-311. 6. Шкилько А.М. Метод контактной разности потенциалов // Сб. трудов. Современные методы, материалы и технологии для технической диагностики. – Харьков: ХГТУРЕ, 1998. – с. 248-254. 7. Шкилько А.М. Экзоэмиссионный метод контроля чистоты металлов // Чистые металлы (МСЧМ-7). – Харьков: ННЦ “ХФТИ”, 2001. – с. 163-165. 8. Шкилько А.М., Креснин А.А. Закономерности фотостимулированной экзоэлектронной эмиссии из металлов // Вісник ХНУ, № 476, сер. “Фізика”, 2000, вип. 4. – с. 116-119. 9. Хандзель-Повержа Э., Першкаля А., Пируг М. Экзоэлектронная эмиссия при исследовании трения скольжения стали 45 // Трение и износ. 1981, т. 11, № 1. – с. 22-26. 10. Свириденюк А.И., Мышкин Н.К., Калмыкова Т.Ф., Холодов О.В. Акустические и электрические методы в триботехнике. – Минск: Наука и техника, 1987. – 280 с.

Статья поступила в редакцию 21.06.2002 г.

КЛАССИФИКАЦИЯ И АНАЛИЗ СХЕМ КРУТОНАКЛОННЫХ ЛЕНТОЧНЫХ КОНВЕЙЕРОВ ДЛЯ ГОРНОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ

Шпакунов И.А. (ИГТМ НАН Украины, г. Днепропетровск, Украины),
Оксень Е.И. (АДИ ДонГТУ, г. Горловка, Украина)

Classification and analysis of steeply inclined belt conveyor circuits for mining industry have been given. A number of working elements was taken as the basis of classification: with one working element, with two and combined ones. It is shown that the conveyor with partitions on the load-carrying surface is more appropriate.

Одним из перспективных направлений развития конвейерного транспорта для горной промышленности является создание и использование крутонаклонных ленточных конвейеров (КЛК). Применение КЛК в горных отраслях промышленности позволяет значительно сокращать расстояние транспортирования, расход электроэнергии и капитальные вложения при их использовании. Большинство КЛК за счет различной степени герметичности груза на ленте обеспечивают снижение или полное исключение воздействия транспортируемого материала на окружающую среду, в равной мере как и защиту груза от среды.

Классификация крутонаклонных конвейеров сделана в 1980 г. и приведена в [1,2]. В классификацию кроме крутонаклонных ленточных конвейеров вошли также ленточные конвейеры на ходовых опорах и ленточные конвейеры на ходовых каретках с укрепленными на траверсах подвижными опорными элементами. К настоящему времени предложено много новых схем и конструктивных разновидностей КЛК, иногда принципиально отличающихся друг от друга, или повторяющих одна другую при несущественных различиях. Изменилась терминология по лентам и их элементам, конструктивным элементам КЛК, что и потребовало разработать новую классификацию крутонаклонных ленточных конвейеров для транспортно-технологических цепей горных предприятий.

В основу классификации КЛК положено количество рабочих органов, как наиболее полно отражающих процесс взаимодействия ленты или её дополнительных элементов с транспортируемой горной массой. По количеству рабочих органов (коэффициентов) КЛК разделяются на конвейеры с одним рабочим органом, выполняющим одновременно тяговые и грузонесущие функции, на конвейеры с двумя рабочими органами – тяговым и грузонесущим и на комбинированные. К крутонаклонным конвейерам с комбинированным тяговым органом относятся конвейеры с одним тягово-

несущим органом, но имеющим на переходных участках – участках загрузки и разгрузки, дополнительные рабочие органы.

В настоящее время наибольшее число экспериментальных или промышленных образцов КЛК относится к конвейерам с одним рабочим органом. Повышенный угол транспортирования на КЛК с одним рабочим органом обеспечивается за счёт создания повышенного трения (сцепления) груза о ленту или подпором транспортируемого груза. На рисунке 1 приведена классификация КЛК с одним рабочим органом по способу удержания груза на ленте. Наиболее простым способом увеличения угла транспортирования на $10-15^\circ$ по сравнению с гладкой лентой является применение лент с рабочей обкладкой, имеющей выступы (рифления) разнообразного профиля и высоты. Существенным недостатком таких конвейеров являются сложная очистка рабочей поверхности ленты от налипшего и намерзшего материала, повышенный износ роликов холостой ветви.

Придание рабочему органу (ленте) глубокой желобчатости увеличивает трение (сцепление) между транспортируемым грузом и лентой и позволяет увеличить угол транспортирования по $25-30^\circ$ [1]. В КЛК с лентой глубокой желобчатости ленте придаётся форма глубокого желоба специально установленными переходными ролюкоопорами, в результате чего в грузе появляются повышенные силы поперечного сжатия, позволяющие транспортировать его под повышенным углом. Однако, наличие свободной поверхности транспортируемого груза, динамические нагрузки от взаимодействия с роликами ограничивают значение предельного угла транспортирования. На практике такие конвейеры применяются только для транспортирования насыпных грузов [3].

Ленточные конвейеры, у которых лента после пункта загрузки с помощью сходящихся направляющих замыкается в кольцевой профиль, образуя трубу, в которой располагается груз, получили название трубчатых конвейеров. Способность трубчатого конвейера поднимать насыпной груз вертикально вверх обеспечивается тем, что в загрузочном пункте насыпной груз увлекается ею, обжимается при сворачивании ленты в трубу (т.е. труба заполняется грузом вплотную) и за счёт увеличенного давления между грузом и лентой поднимается вверх как сплошное тело. Существенной проблемой при создании трубчатых конвейеров является их загрузка при угле транспортирования выше 45° . При таких углах наклона длина переходного участка между горизонтальным или слабо наклонённым участком загрузки (разгрузки) и линейной наклонной частью конвейера становится очень большой, тем самым увеличивая горизонтальную проекцию КЛК. С целью уменьшения длины переходных участков на них сверху устанавливаются короткие ленточные конвейеры, нижняя ветвь которых выполняет роль прижимной ленты [4]. Такие конвейеры относятся к КЛК с комбини-

рованным тяговым органом. Значительный объём теоретических и экспериментальных исследований КЛК с комбинированным рабочим органом выполнен в ИГТМ НАН Украины [5].

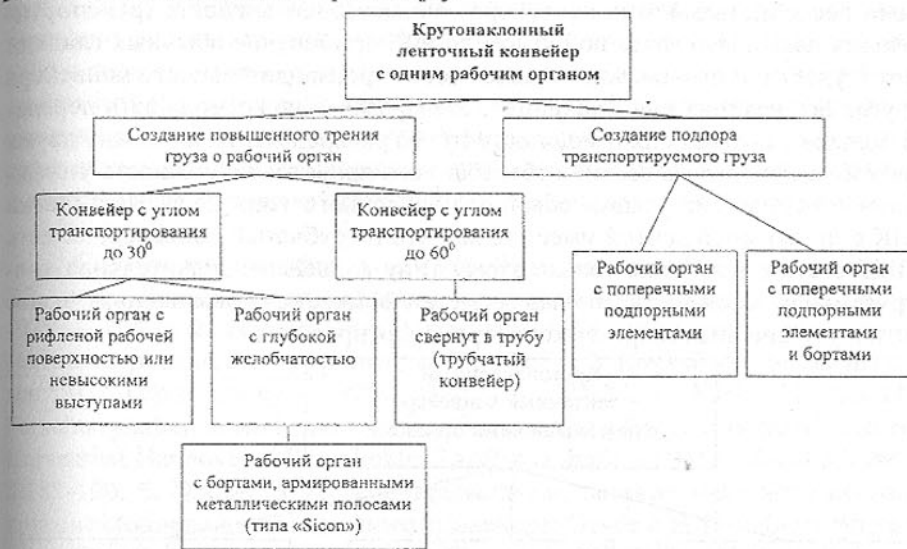


Рис. 1. Классификация крутонаклонных ленточных конвейеров с одним рабочим органом по способу удержания груза на ленте

Вопросы, связанные с созданием КЛК с поперечными подпорными элементами и бортами и опытом их эксплуатации, широко освещаются в монографиях и периодической печати [6, 7]. Для прохождения холостой ветви по дисковым роликам между перегородками оставляются дорожки. Наиболее известными и типичными представителями КЛК с поперечными перегородками и гофрированными бортами являются конвейеры FLEXOWELL® фирмы TRELLEX [8, 9]. Крутонаклонные ленточные конвейеры с перегородками обладают следующими недостатками: сложностью очистки ленты, невозможностью применения двухбарабанных приводов. Конструкция поддерживающих элементов холостой ветви должна исключать малейшее отклонение в движении ленты от своей оси, так как это приводит к столкновению ленты с опорами и авариям.

Другим, широко распространенным типом КЛК, являются конвейеры с двумя рабочими органами. Классификация крутонаклонных ленточных конвейеров с двумя рабочими органами по типу дополнительного тягового органа показана на рисунке 2.

Перспективным типом КЛК с двумя рабочими органами является КЛК с прижимной лентой, конструкция которого включает основной лен-

точный конвейер и вспомогательную прижимную (покрывную) ленту, расположенную над грузонесущей и прижимающую к ней транспортируемый груз посредством собственного веса или специальных устройств. Основными достоинствами этих конвейеров являются возможность транспортирования насыпного груза под углом до 90°: применение обычных гладких лент и удобство их очистки: независимость производительности конвейера от угла его наклона и исключение пылеобразования; возможность передачи больших тяговых сил и мощности путём распределения их между двумя лентами и использование многобарабанного привода; возможность унификации с основными узлами обычного ленточного конвейера. Недостатки КЛК с прижимной лентой имеют те же, что и трубчатый конвейер, но есть и недостатки, присущие только этому типу конвейера: значительная конструктивная сложность, большая металлоёмкость, повышенный износ ленты, увеличенная энергоёмкость транспортирования.

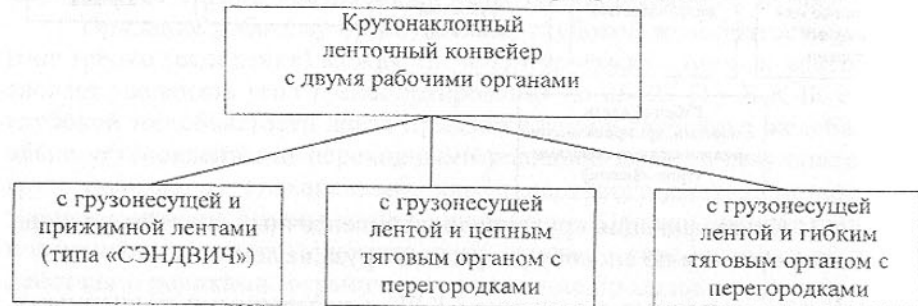


Рис. 2. Классификация крутонаклонных ленточных конвейеров с двумя рабочими органами по типу дополнительного тягового органа

Крутонаклонные ленточные конвейеры с двойным рабочим органом различаются по типу тягового органа (цепь или канат), количеству тяговых органов, способу соединения ленты с тяговым органом (фрикционная или жесткая связь), по типу опорных элементов (ходовые или стационарные ролики), по относительному расположению контуров (с внутренним или внешним расположением). Крутонаклонные ленточные конвейеры с двумя рабочими органами имеют такие явные преимущества перед другими типами КЛК, как возможность транспортирования горной массы любого грансостава с любыми физико-механическими свойствами по сложной трассе. Общими недостатками КЛК с грузонесущей лентой и цепным или гибким тяговым органом с перегородками являются: увеличенная металлоёмкость и энергоёмкость транспортирования; низкая скорость движения рабочих органов (до 1,0 м/с), что ограничивает их производительность, сложность кинематики и синхронизации движения в системе цепь (канат) – перегородка – груз – лента. Это резко уменьшает долговечность

грузонесущего органа.

Выполненный обзор и анализ материалов по схемам крутонаклонных ленточных конвейеров для транспортно-технологических цепей карьеров и горно-перерабатывающих предприятий показал, что для транспортирования рядовой горной массы класса – 400 мм наиболее перспективен КЛК с перегородками на грузонесущем органе. Такой тип КЛК имеет минимальный вес установки, минимальную энергоёмкость транспортирования и высокую надёжность по сравнению с другими типами КЛК, а отсутствие относительных перемещений между транспортируемым материалом и лентой с перегородками обеспечивает увеличенный срок её службы.

Список литературы: 1. Дьяков В.А., Шахмейстер Л.Г., Дмитриев В.Т. и др. Ленточные конвейеры в горной промышленности.-М.: Недра, 1979. – 264 с. 2. Пертеп Ю.А. Крутонаклонные конвейеры.- Ленинград: Машиностроение, Ленингр. отд., 1977. –216 с. 3. Конвейеры со свернутой лентой / Горн. пром. - 1995.- № 2. - С. 24-25. 4. Funke H. Aktuelle Forschungsarbeiten am Institut für Fordertechnik und Bergwerksmaschinen der Universität Hannover // Braunkohle. Tagebautechnik. - 1985. – Band 37.-№5.- S.182-190. 5. Провести исследовательские испытания макетного образца крутонаклонного двухленточного конвейера: Отчёт о НИР / Институт геотехнической механики АН УССР. – NTP 01890053541; Инв. N 0290.0011378. - Днепропетровск, 1989. – 62с. 6. Каталог CONTI Convegor Belting Product Range / Contitech Forder – und Beschichtungs-technik GmbH – Hannover, 1991. – 33р. 7. CONTITECH – системы для ленточных транспортеров // Горная промышленность. – 1995. – № 2.- С. 42-44. 8. Проспект “FLEXOWELL Faster-cleaner-economical” / Trellex Flexowell GmbH Fordergurttechnik-West-Germany, 1991. – 4 п. 9. Каталог «KA-RI-FIX» Transportband-technik GMBH / Unternehmensgruppe Conti Tech der Continental AG, 1993. – 25 п.

Статья поступила в редакцию 21.06.2002 г.

МЕТОДИКА СОЗДАНИЯ УПРАВЛЯЮЩИХ ПРОГРАММ ДЛЯ СТАНКОВ С ЧИСЛОВЫМ ПРОГРАММНЫМ УПРАВЛЕНИЕМ С ПРИМЕНЕНИЕМ ИНТЕГРИРОВАННОЙ СИСТЕМЫ CAD/CAM «ADEM WIN»

Юринец Р., Юринец А. (ЧГТУ, г. Черкассы, Украина)

В современном машиностроении самое широкое применение получили станки с числовым программным управлением (ЧПУ).

Расширение номенклатуры деталей и усложнение их геометрических форм сделали практически невозможным создание управляющих программ (УП) для станков с ЧПУ вручную, особенно, когда речь заходит о создании программ для пятикоординатной обработки.

Кроме того, постоянно повышаются требования к точности геометрии изготовления деталей и частоте обработки их поверхностей. Это обстоятельство также диктует повышение требований к качеству разрабатываемых УП.

Все это вызвало появление и широкое применение на предприятиях машиностроения различных систем комплексного компьютерного проектирования УП для станков с ЧПУ, в частности, систем, содержащих в себе модули CAD/CAM, и других специализированных систем.

Одной из таких систем является система «ADEM NIN» с применением модулей CAD/CAM.

Но несмотря на многообразие систем компьютерного проектирования управляющих программ, в большинстве из них используются сходные (единые) методики проектирования.

Процесс создания управляющей программы для механической обработки детали состоит из следующих элементов:

- создание последовательности технологических объектов (ТО);
- расчет оптимальной траектории движения режущего инструмента;
- моделирование обработки на экране монитора компьютера;
- просмотр оптимальной траектории движения режущего инструмента;
- получение управляющей программы (УП);
- просмотр УП;
- запись УП на магнитный диск (дискету).

Последовательность ТО создается в два этапа:

- описывается каждый конструктивный элемент;
- описывается технологический переход применительно к каждому конструктивному элементу.

Созданная таким образом последовательность ТО является маршрутом механической обработки детали.

Для расчета оптимальной траектории движения режущего инструмента используется расчетная функция «ПРОЦЕССОР» модуля CAD/CAM.

В результате выполнения этих этапов проектирования УП создается файл CLDATA.

Наличие такого файла позволяет с помощью команды «МОДЕЛИРОВАНИЕ» просмотреть модель процессора механической обработки детали на экране монитора компьютера и оценить оптимальность траектории движения режущего инструмента.

В случае необходимости внесения коррективов в траекторию движения режущего инструмента можно вновь вернуться к функции «ПРОЦЕССОР».

Чтобы рассчитанную и проверенную оптимальную траекторию движения режущего инструмента преобразовать в УП для конкретной модели станка с ЧПУ, используется расчетная функция «АДАПТЕР», а для формирования УП - «ПОСТПРОЦЕССОР».

Выбор конкретного постпроцессора осуществляется автоматически по имени станка, которое задается командой «СТАН». Создание и отладка постпроцессоров производится в системе ADEMGPP.

Проконтролировать работу постпроцессора и просмотреть управляющую программу можно с помощью команды «ПРОСМОТР УП».

Полученная в результате работы постпроцессора управляющая программа должна быть записана на магнитный диск с конкретным именем. Для этого используется команда «Зп УП».

Проиллюстрируем подробнее типовую методику создания УП на примере проектирования УП для механической обработки сравнительно несложной детали типа «корпус» в системе ЧПУ «CWC-600» применительно к многоцелевому станку - обрабатывающему центру модели S500.

Чертеж корпуса представлен на рис. 1.

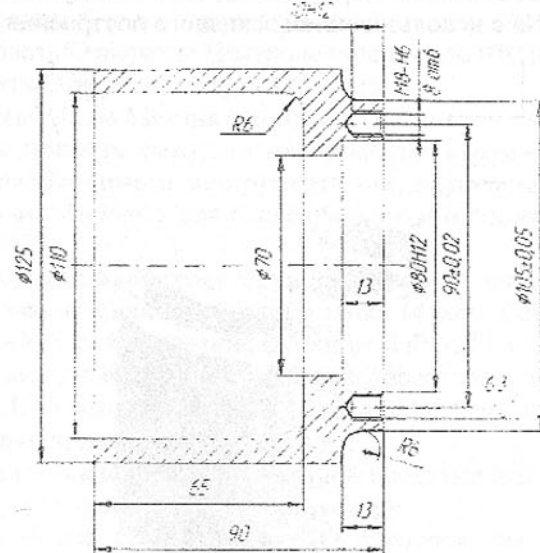


Рис. 1. Чертеж корпуса

Материал корпуса - серый чугун марки СЧ15 ГОСТ1412-85 с пределом прочности при растяжении $G_p=150$ Мпа.

Заготовка корпуса получена методом литья в кокиль - многоазовую металлическую форму, обеспечивающую шероховатость поверхности Ra20 по ГОСТ2789-73.

Перед механической обработкой заготовка корпуса подвергается ряду обычных технологических операций:

- отжигу (с целью снятия остаточных напряжений и частичного выравнивания микроструктуры поверхностного слоя материала);
- очистке от окалины (с помощью применения, например, дробеструйной операции).

Базирование заготовки корпуса на разрабатываемой программно-комбинированной операции выполняется на установочную плоскость и внутреннюю цилиндрическую поверхность. Реализация теоретической схемы базирования заготовки в процессе механической обработки осуществляется путем установки и закрепления ее на разжимной цанговой оправке, благодаря чему заготовка лишается пяти степеней свободы.

Перед проектированием УП для механической обработки необходимо создать компьютерную модель обрабатываемой детали для формулирования граничных геометрических условий в соответствии с чертежом детали (рис. 1).

Геометрическая модель корпуса создается в модуле CAD/CAM системы «ADEM WIN» с использованием эскизного построения (рис. 2).

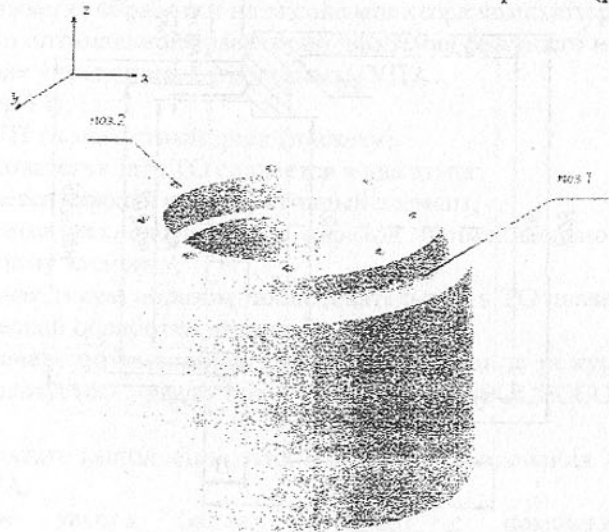


Рис. 2. Геометрическая модель корпуса

Метод эскизирования позволяет в случае изменения геометрии обра-

батываемой детали отредактировать геометрию ее модели.

При создании компьютерной модели детали необходимо задать систему координат станка, относительно которых система ЧПУ будет вести расчет оптимальной траектории движения режущего инструмента.

Из рис. 2 видно, что механической обработке должны подвергаться следующие конструктивные элементы заготовки:

- наружная цилиндрическая стенка (рис. 2, поз. 1);
- верхняя поверхность корпуса, в которой должны быть выполнены восемь глухих резьбовых отверстий (рис. 2, поз. 2).

Соответственно механическая обработка корпуса должна включать в себя следующие технологические переходы:

- фрезерование цилиндрической стенки;
- центрование восьми отверстий с угловым шагом $45^\circ \pm 5'$;
- сверление восьми глухих отверстий 07,5 мм на глубину $10 \pm 0,1$ мм;
- нарезание резьбы М8-6Н в восьми глухих отверстиях.

Таким образом мы создали последовательность технологических объектов (ТО):

Программа: adem

Деталь: admpart

Оборудование: S500 Обраб. Центр

1. Фрезеровать/Стенка Фреза D20 поз. 1
2. Центровать/Отверстие Центровочное сверло 010 поз. 2
3. Сверлить/Отверстие Сверло D7,5 поз. 3
4. Нарезать/Резьба Метчик М8-6Н поз. 4

В данном примере режущие инструменты выбраны из каталога. В случае, когда необходимого инструмента нет, задают параметры нового (специального) инструмента для последующего его проектирования и создания.

Расчет оптимальной траектории движения режущего инструмента для ТО фрезерования цилиндрической стенки (фрезы D20) выполняется в модуле CAD/CAM с использованием функции «ПРОЦЕССОР».

Так же рассчитываются оптимальные траектории движения центровочного сверла D10 мм для второго ТО, сверла D7,5 мм для третьего ТО и метчика М8х1 для четвертого ТО.

В результате выполнения этого этапа проектирования УП создается файл CLDATA, имеющий текстовую структуру.

Фрагмент файла CLDATA для ТО фрезерования цилиндрической стенки корпуса приведен ниже:

- 0 ПРОГРАММА/adem;
- 0 ДЕТАЛЬ/admpart;
- 0 СТАНОК/S500, Обраб. центр;

1 ПЛОСК/Z 90.000000;
1 ПЕРЕХОД/ФРЕЗЕР;
1 ИНСТР/1 ФРЕЗА РАДИУС=10.000000
R_СКРУГ=6.000000;
1 ШПИНД^500.000000;
1 СОЖ/ВКЛ;
1 ХХОД;
1 ИДИ_ТОЧ/
0.000000 0.000000 92.000000;
1 ИДИ_ТОЧ/
-0.000001 63.500008 92.000000;
1 ИДИ_ТОЧ/
-0.000001 63.500008 79.000000;
1 ПОДАЧА/80.000000 мм/мин;
1 ИДИ_ТОЧ/
-0.000001 63.500008 77.000000;
1 ИДИ_ОКР/
-0.000001 63.500008 77.000000;
-0.000001 0.000000 62.500007 060.000000;
1 ИДИ_ТОЧ/
-0.000001 63.500008 77.000000;

Моделирование обработки и просмотр оптимальных траекторий движения режущих инструментов выполняется по традиционной схеме с помощью команд «МОДЕЛИРОВАНИТЕ».

При этом режимы резания задаются автоматически при моделировании маршрута механической обработки корпуса, при выборе содержания технологического перехода и режущего инструмента.

Если не возникает никаких сомнений относительно оптимальности траекторий режущих инструментов, тогда с использованием функции «АДАПТЕР» они (траектории) преобразуются в управляющую программу для конкретной модели станка с ЧПУ, в нашем случае - обрабатывающего центра модели S500. Таким образом, на основании всех данных, полученных в результате выполнения всех перечисленных этапов, рассчитывается и создается УП механической обработки корпуса.

Фрагмент УП для фрезерования цилиндрической стенки фрезой D20, имеющий текстовую структуру приведен ниже:

```
%  
N10G36ZLF  
N20T1M15LF  
N30S73M3LF  
N40G92XOYOZOLF
```

```
N50GOZ92LF  
N70Z79F80Lf  
N90G3XY62.5YLF  
N100G1Y63.5LF  
N110GOZOLF  
N120YOM9LF  
N130G36ZM5LF  
N140T2M1LF
```

Отладка и просмотр УП выполняется с помощью системы ADEMGRP и команды «ПРОСМОТР УП».

Для записи УП на магнитный диск ей должно быть присвоено конкретное имя. В данном случае - ALNIRA.

Для записи УП используется команда «ЗАПИСЬ УП».

Список литературы: 1. Автоматизированная подготовка программ для станков с ЧПУ. Под общей редакцией Сафрагана Р.Э., Киев, «Техшка», 1986, 191 с., с. 95 - 130. 2. Методика работы с CAD/CAM «ADEM». Часть II. Проектирование управляющих программ в CAD/CAM «ADEM»: Учеб. Пособие. - Черкассы: ЧИТИ, 1996.-90с.

Статья поступила в редакцию 5.05.2002 г.

РАЦИОНАЛЬНАЯ ТЕХНОЛОГИЯ ИЗГОТОВЛЕНИЯ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС

Ямников А.С., Федоров Ю.Н., Артамонов В.Д. (ТулГУ, г.Тула, Россия)

In this paper given a new method of machining spur gears for serial production. High productivity of gear cutting is possible by using large diameter heads with cutting tools without feeds moving. Machining is possible on serial hobbing machines without special modernization or horizontal milling machines with special gear-cutting attachment.

Проведенный анализ эффективности различных технологических схем изготовления цилиндрических зубчатых колес среднего модуля [1] выявил перспективное направление в области их производства, основанное на широком использовании прогрессивных заготовок с предварительно оформленным зубчатым венцом с помощью таких высокопроизводительных методов объемного формообразования, как штамповка, литье, порошковая металлургия и др.

Однако переход к прогрессивным заготовкам реально возможен только в условиях массового и крупносерийного производства, в частности

в автомобилестроении и мотостроении. При этом обязательным условием эффективного применения прогрессивных заготовок является использование такого процесса чистовой зубообработки, который позволяет обеспечить при однократной обработке зубьев указанных заготовок получение зубчатых венцов требуемой достаточно высокой точности (обычно в пределах 7 – 8-й степени точности по ГОСТ 1643 – 81).

В условиях серийного производства представляется целесообразным осуществлять изготовление цилиндрических зубчатых колес по современной технологической схеме с использованием новых процессов предварительного зубонарезания резцовыми головками большого диаметра с последующей чистовой обработкой зубчатых поверхностей дисковыми шеверами с винтовой канавкой, прорезанной на полную высоту зуба [2].

Для предварительного формообразования цилиндрических зубчатых венцов можно использовать высокопроизводительный процесс обкатывающего зубопротягивания резцовыми головками червячного типа. Сущность этого процесса (рис. 1) заключается в том, что в качестве режущего инструмента используются одновитковые резцовые головки, резцы в которых расположены вдоль винтовой линии с углом подъема λ_0 в пределах одного неполного витка. Незаполненный резцами сектор инструмента необходим для осуществления деления на один зуб при непрерывных вращательных движениях заготовки и инструмента в цикле вырезания каждой впадины зубчатого колеса.

В процессе вращения резцовой головки червячного типа режущие кромки резцов занимают определенные последовательные положения вдоль ее образующей, кинематически согласованные с угловым перемещением заготовки. При этом расстояние между первым и последним положениями зубьев инструмента должно быть не меньше длины обката, необходимой для полного профилирования впадины нарезаемого зубчатого колеса. Следовательно, относительное перемещение резцов вдоль образующей резцовой головки в пределах расчетной длины обката $l_{пр}$ за каждый ее оборот обуславливает возможность последовательного независимого формообразования впадин зубчатого колеса без потери времени на периодическое z -кратное деление, характерное для процесса зубонарезания резцовыми головками дискового типа.

Значит, в рассматриваемом процессе зубонарезания обязательным является условие кинематического согласования вращательных движений заготовки n_1 и инструмента n_0 , при котором отношение шага p_0 условно полного витка резцовой головки к шагу нарезаемого зубчатого колеса $p_1 = \pi \times m$ должно быть равным целому числу K . При этом для обеспечения непрерывности обработки зубчатого колеса необходимо, чтобы отношение K не имело общего кратного с числом нарезаемых зубьев.

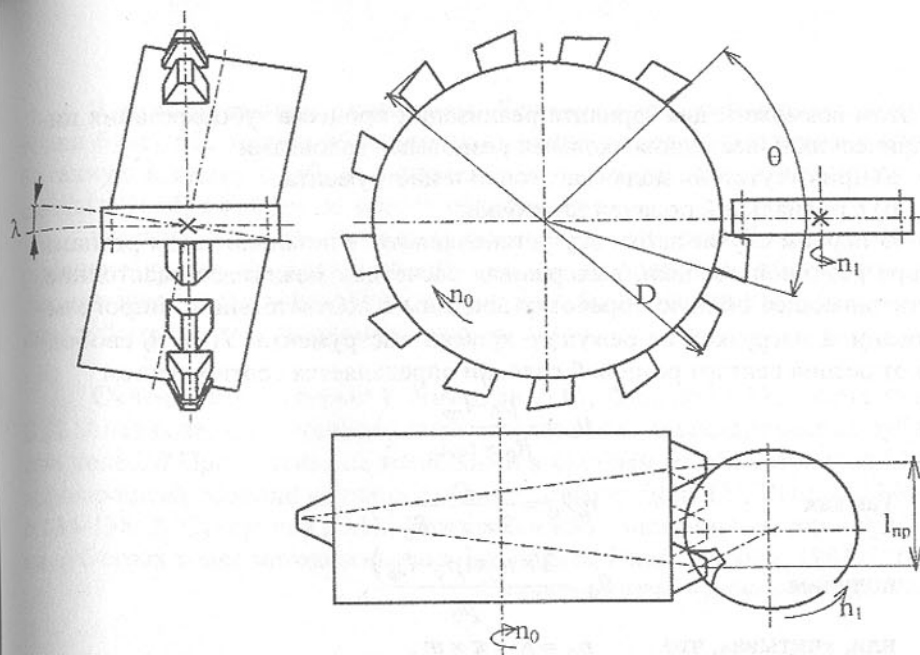


Рис. 1. Схема процесса обкатывающего зубопротягивания цилиндрических зубчатых колес резцовыми головками червячного типа

Поскольку при обкатывающем зубопротягивании одновитковыми резцовыми головками отсутствует относительная подача инструмента или заготовки вдоль ее оси, нарезаемый венец устанавливают симметрично относительно плоскости резцовой головки, ось которой во избежание получения винтообразной образующей зуба поворачивают относительно плоскости симметрии обрабатываемого венца на угол, равный углу λ_0 подъема винтовой линии расположения резцов головки (см. рис. 1).

Процесс обкатывающего зубопротягивания одновитковыми резцовыми головками может быть реализован на зубообрабатывающих станках и модернизированных установках, обеспечивающих кинематическое согласование вращательных движений инструмента и обрабатываемой заготовки. Однако, специфическая особенность этого способа зубонарезания, характеризующаяся обязательным условием равенства числа резцов в головке и количества резцов, необходимых для вырезания впадины колеса, неизбежно приводит к увеличению требуемых габаритных размеров резцовых головок, что в свою очередь ограничивает применение указанных станков из-за невозможности размещения инструмента определенного диаметра.

Из серийных зубофрезерных станков целесообразно использовать модель 5К32А, обладающую достаточной жесткостью инструментального шпинделя для зубообработки резцовыми головками диаметром до 205мм.

При этом возможны два варианта реализации процесса зубонарезания цилиндрических колес одновитковыми резовыми головками:

- а) при отсутствии подачи заготовки и инструмента;
- б) с радиальной подачей заготовки.

В первом случае заготовку устанавливают в незаполненном резцами секторе резовой головки, выдерживая расчетное межосевое расстояние, обеспечивающее полную обработку впадины в соответствии с запрограммированной нагрузкой на режущие кромки инструмента. Угол θ_0 свободного от резов сектора резовой головки определяется соотношением

$$\theta_0 = \frac{p_0 - l_{np}}{R_0 \times \operatorname{tg} \lambda_0}$$

Так как

$$\operatorname{tg} \lambda_0 = \frac{p_0}{2 \times \pi \times R_0},$$

получим

$$\theta_0 = \frac{2 \times \pi \times (p_0 - l_{np})}{p_0},$$

или, учитывая, что

$$p_0 = K \times \pi \times m,$$

$$\theta_0 = 2 \times \pi - \frac{2 \times l_{np}}{K \times m}.$$

Таким образом, угол θ_0 зависит в основном от числа K , принятого для обрабатываемого зубчатого колеса.

Возможность зубонарезания с радиальной подачей заготовки без увеличения расчетной нагрузки на вершинные лезвия резовой головки, лимитирующей силовой режим при вырезании впадины зубчатого колеса, основывается на функциональном разделении режущих элементов инструмента. Такое разделение предусматривает последовательное профилирование входной стороны впадины колеса резцами заходной части витка головки и противоположной стороны - резцами выходной части, когда вершинные режущие кромки резов оказываются незагруженными. Очевидно, радиальное перемещение заготовки необходимо производить в период, когда резы выходной части витка инструмента выкатываются из обрабатываемой впадины. Причем закономерность осуществления радиальной подачи должна определяться скоростью относительного движения режущего контура зуба производящей рейки при его выкатывании из впадины обрабатываемого зубчатого колеса при соблюдении основного условия

$$S_p \leq a,$$

где: S_p - значение радиальной подачи заготовки;

a - расстояние между последовательными положениями вершинных режущих кромок зуба производящей рейки в процессе зубообработки.

В этом случае при радиальном сближении резовой головки и заготовки будет обеспечено обратное вкагивание зубьев инструмента в обработанную впадину с той же закономерностью, характерной для принятой схемы зубообразования по методу обкатывания.

Вышеизложенное послужило основанием для разработки методики определения величины радиальной подачи, позволяющей обеспечить рациональную загрузку режущих кромок резовой головки при обкатывающем зубопротягивании цилиндрических колес.

Список литературы: 1. Ямников А.С., Федоров Ю.Н., Артамонов В.Д. Анализ технологических схем изготовления цилиндрических зубчатых колес. // Прогрессивные технологии и системы машиностроения / Международный сборник научных трудов / Донецк: ДонГТУ, Вып. 14, 2000.- с.134-138. 2. Сухоруков Ю.Н., Евстигнеев Р.И. Инструменты для обработки зубчатых колес методом свободного обката. Киев: Техніка, 1983. 120 с.

Статья поступила в редакцию 25.05.2002 г.

SOLUTION OF DRAWING TECHNOLOGY OF SIDES FROM SHEET-METAL

Čada R. (Technical University of Ostrava, Ostrava, Czech Republic)

Paper concerns blank development and rationalization of production of intricate shape stampings - left and right side of hand-operated cutter of grass RST 450. For proposing of shape of blank of side proved true the graphical method, which uses the maximum shear stress trajectories. For quick and ready manufacturing of blanks of intricate shape from the sheet-metal tables proved true the machine Trumatic 240 rotation. For the experimental drawing proved true the press CBJ 250-5, which has the possibility of slow move of the slide during drawing and the possibility of stopping it in arbitrary position, which makes possible to follow up visually the whole process of drawing.

1 Introduction

The enterprise Kovopodnik Ostrava produces the hand-operated cutters of grass RST 450 with adjustable knife and rotary cutter cylinder, the drive of which is ensured by geared transmission from the travel wheels of the cutter. The total production is about 6000 cutters in a year.

Considering that the enterprise has the offer of the possibility to export these cutters abroad, but only with the condition of decrease of their total mass, in the enterprise arose the effort of decrease of mass of some components. Because the most heavy components of cutter were the left and right side, which were pro-

duced from sheet-metal from the steel 11 321.21 with thickness of 2,0 mm ČSN 42 6312.31, the designers were interested in decrease of mass just of these components by proposing of the new semi-product - sheet-metal from steel 11 321.21 with thickness of 1,0 mm ČSN 42 6312.31. The thickness of sheet-metal was not proposed smaller than 1,0 mm with regard to the fact, that the other components are fixed to the left and right side by spot welding.

2 Original production technology of sides

The blanks for drawing of stampings of the left and right side of cutter were produced from sheet-metal tables from steel 11 321.21 with thickness of 2,0 mm ČSN 42 6312.31 in one blanking tool thanks to the mirror symmetry of shapes of these sides. The drawing tools without blankholders were used for drawing of stampings of sides. The drawing was realized on the eccentric press with fixed table LE 160-C (manufacturer: Závody těžkého strojárství, n. p. Košice, Czechoslovakia). The lubrication during drawing was realized by silicon oil in sprayer SILKAL 90.

During drawing of stampings of sides the moderate waviness of vertical faces in corners of the stamping and irregular upper edge of the stamping was arisen. This irregular upper edge was grinded after drawing. The punching out of slot in the vertical face of stamping for the adjustable knife was the additional finishing operation on sides.

3 Drawing of sides from sheet-metal with thickness of 1,0 mm

During drawing of sides of cutter in the new drawing tools, which were adapted to the sheet-metal with thickness of 1,0 mm, without blankholders, the great waviness of vertical faces and entirely wrinkles in corners of the stamping have been arisen. Considering that the shape of blank was not optimal, the heights of the upper edge of the vertical faces has not been up to demands in the working drawing.

The endeavour of rationalization of production in a short term has brought the enterprise Kovopodnik Ostrava to the co-operation with the author of this paper. The aim of co-operation was optimization of shape of blank and also optimization of the process of drawing of stampings of sides from the sheet-metal with thickness of 1,0 mm in order to be possible to make in one working stroke of press the stamping of side straight to be ready and without existing waviness in corners and without wrinkles. The additional aim was removing of operation of grinding of the upper edge of vertical faces of the stamping after drawing and also removing the finishing operation on the sides, e. g. punching out of slot in the vertical face of stamping for the adjustable knife by proposing of suitable shape of a slot straight in the blank.

4 Determination of blank shape

The proposal of shape of blank for the stampings of the left and right side was made by the author by the graphical method, which uses the maximum

shear stress trajectories.

The substance of this method is in constructing of the maximum shear stress trajectories (the M. S. S. T.) network round the outline of contact of draw punch with blank at the beginning of drawing, which moves with the speed, which is equal to the speed of draw punch thanks to friction between draw punch and sheet-metal. Then the outline curve of blank is drawn to the M. S. S. T. network with keeping to the condition, that it must intersect the M. S. S. T. network with the angle $\pm 45^\circ$, and with keeping to the condition, that the area of determined blank (with considering the technological trimming allowance) may correspond with the surface of final stamping.

The shape of blank was proposed with the slot (see Fig. 4.1) for the adjustable knife of cutter in order to remove the finishing punching operation.

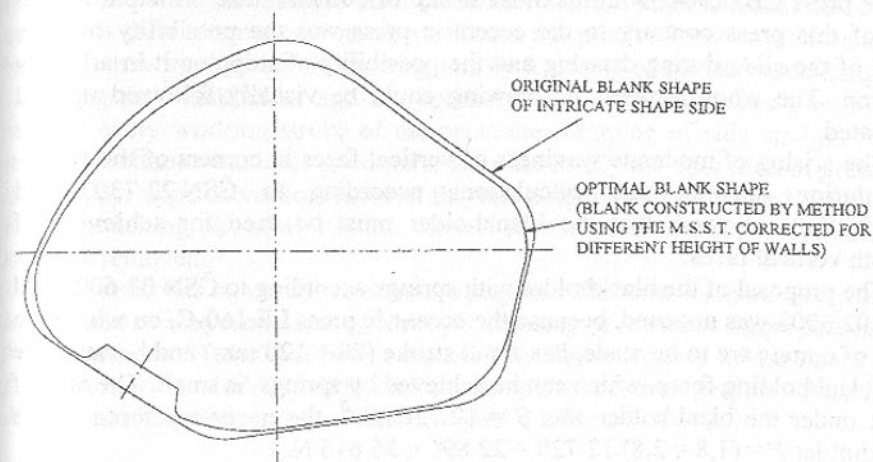


Fig. 4.1 Comparison of original and optimal blank shape

The optimal shape of blank secures at drawing the optimal kinematic conditions, which consist in perpendicularity of trajectories of movement of material particles to the outline of contact of draw punch with blank at the beginning of drawing. This outline moves with the speed, which is equal to the speed of draw punch thanks to friction between draw punch and sheet-metal. Thanks to it on this outline the shear stress is equal to zero and tangential movement of material to the face of stamping, which would cause tangential compressing of faces and at small thickness of the material it would cause loss of stability of plastic deformation, which manifests by arising of waviness and wrinkles, does not appear.

Considering that first of all the final shape of blank, from which it would be possible to draw the stamping straight to be ready, was not known, the checking blanks were manufactured in the machine Trumatic 240 rotation (product of the

firm Trumpf from West Germany).

Because the blank with the intricate shape is one of the complicated parts, its shape was first of all externally programmed by the programme system Trumpf TC-APT.

Then the blanks were manufactured from sheet-metal table by successive piercing, during which the tool vibrated with the frequency of 280 strokes in a minute. The outline of the external shape of blank arose successively during unceasing move of the ram. The guide of workpiece was secured by the control unit CNC.

5 Solution of drawing technology of sides

The experimental drawing was made in the enterprise Kovopodnik Ostrava on the press CBJ 250-5 with maximal stroke of 600 mm. The principal advantage of this press contrary to the eccentric press was the possibility of slow move of the slide during drawing and the possibility of stopping it in arbitrary position. The whole process of drawing could be visually followed up and evaluated.

The arising of moderate waviness of vertical faces in corners of the stamping during drawing and calculations according to ČSN 22 7303 and ČSN 22 7301 showed, that the blankholder must be used for achieving of smooth vertical faces.

The proposal of the blankholder with springs according to ČSN 02 6001 and ČSN 02 6003 was not used, because the eccentric press LE 160-C, on which the sides of cutters are to be made, has small stroke (20 ÷ 120 mm) and because the total blankholding force, which can be achieved by springs, is small. The area of blank under the blankholder was $S = 12\,720\text{ mm}^2$, the necessary force of the blankholder $F = (1,8 \text{ и } 2,8) \cdot 12\,720 = 22\,896 \text{ и } 35\,616\text{ N}$.

According to the reasons, mentioned above, the blankholder was proposed in the form of fixed steel plate fastened by bolts to the drawing die with the distance steel piece with thickness of 1,1 mm between the plate and the die. The distance steel piece by its shape secured the precise location of formative blank in drawing tool before drawing and by it arising of the same stampings.

By drawing of sides with this type of blankholder the stampings with smooth vertical faces without waviness have been arisen already. Considering that the sheet-metal get thinner during drawing and simultaneously stretches, it was necessary to carry out small corrections of shape of blank in order to the arisen stamping has the heights of the upper edge of the vertical faces exactly up to demands in the working drawing. The correct function of the tool and the proposed shape of blank were then checked on the eccentric press LE 160-C. According to the final shape of blank the punching tool for production of blanks from sheet-metal was manufactured.

6 Conclusions

For proposing of shape of blank of the left and right side of hand-operated cutter of grass RST 450 proved true the graphical method, which uses the maximum shear stress trajectories). For quick and ready manufacturing of blanks of intricate shape from the sheet-metal tables proved true the machine Trumatic 240 rotation.

For the experimental drawing proved true the press CBJ 250-5, which has the possibility of slow move of the slide during drawing and the possibility of stopping it in arbitrary position, which makes possible to follow up visually the whole process of drawing.

On the eccentric press LE 160-C, which has small stroke (20 ÷ 120 mm), the drawing tool with blankholder in the form of fixed steel plate, fastened to the drawing die, with the distance steel piece between the plate and the die can be used. This distance piece by its shape secure the precise location of formative blanks in drawing tool before drawing and by it arising of the same stampings.

Using the blankholder and the optimal shape of blank makes possible to make in every working stroke of the press the stamping of side straight to be ready and without waviness in corners. Simultaneously the operation of grinding of the upper edge of vertical faces of the stamping after drawing and the operation of punching out of slot in the vertical face of stamping for the adjustable knife are removed.

This work was a part of the research project "Elaboration of method for determination of shape and size of blank for drawing of intricate shape stampings from sheet-metal" and has been supported by Grant Agency of the Czech Republic (grant No. 101/00/0488) and a part of the research project "Research, development and innovation of technologies" (MSM 272300010).

References: 1. Kotouč J. Tools for Cold Forming. Praha : ČVUT Praha, 1975. 2. Karima M. Blank Development and Tooling Design for Drawn Parts Using a Modified Slip Line Field Based Approach. Journal of Engineering for Industry, No. 11, 1989, pp. 345-350. 3. Тільновскэ М., Мбдлс L. Deep Drawing of Sheet-metal on Presses. Prague : SNTL, 1990. 4. Čada R. Analysis of Stress and Strain During Deep Drawing of Oval Paraboloid Headlamp Reflectors 5620.74 for Passenger Cars VAZ 2105. Ostrava : VŠB, 1990.

Статья поступила в редакцию 29.05.2002 г.

CRACKING LIMIT CURVE OF ZINC-COATED DEEP DRAWING QUALITY STEEL SHEET

Frącz W., Stachowicz F.

(Politechnika Rzeszowska, Rzeszów, Poland)

Forming limit curve of deep drawing steel sheets has been determined experimentally and calculated on the base of the material tensile properties following the Sing-Rao method. It was established that a linearized limit stress locus describes adequately the actual localised neck conditions for the material chosen in this study. The quantitative X-ray microanalysis of the Fe contents in the sheet surface layer composition was used to determine cracking limit curve (CLC) of electro-galvanized steel sheet. The change in zinc layer (and base sheet metal) thickness was used as criteria in calculation of the CLC.

1. Introduction

Sheet metal deforming under multiaxial states of stress, as in sheet metal operations, usually fails by localised necking. The current interest in understanding sheet metal formability has led to several theoretical analyses of localised necking based on different criteria. The popular methods are Hill's local instability [1] and Swift's diffuse instability criteria [2] for isotropic materials. The localised necking criteria include; a localised shear zone along a direction of zero-extension [1], materials imperfection [3], the presence of a vertex on the yield surface [4] and void growth [5]. Localised necking along a direction of zero-extension was originally proposed by Hill [1]. Hill's theory predicts that the maximum principal strain ϵ_{1L} prior to localised necking has a magnitude of $\epsilon_{1L}=n$ at plain strain and increase to $\epsilon_{1L}=(1+R)n$ for the uniaxial tension deformation of sheet exhibiting normal anisotropy with a plastic anisotropy parameter R , which is defined as a ratio of the width strain to thickness strain of sheet specimen deformed under uniaxial tension. It is well known that the high degree of plastic anisotropy as represented by a large R -value promotes formability in drawing. Strain localisation development by local weakness of material was first proposed by Marciniak and Kuczyński [3] as a means of describing localised necking in biaxial stretching. The M-K analysis assumes the presence of material imperfection in the form of a groove. M-K have shown that deformation within groove occurs at a faster rate than the rest of the sheet. The concentration of strain within the groove eventually leads to the plane strain condition within the groove and localised necking. The M-K model is thus able to explain localised necking in biaxial stretching.

Experimental studies of formability of various materials have, however revealed basic differences in behaviour, such as the "brass-type" and the "steel-type", exhibiting respectively, zero and positive dependencies of forming limit

on the strain ratio [6]. Calculations of the forming limit diagram (FLD) according to different methods lead to the general conclusion that in the case of steel sheets the value of calculated limit strains are visibly smaller than the experimental results.

For several materials like copper, low carbon steel, and aluminium it was obtained [7-10] that forming limit stress curve (FLSC) can be represented as a straight line, based on data obtained from uniaxial tensile and equibiaxial stretching experiments (Fig. 1). Sing and Rao [11] recently proposed a novel approach for the prediction of the FLSC, which is based entirely on material FLC properties readily measured from only tensile test. Starting from the knowledge of a single limit yield stress, a continuous yield locus based on Hill's anisotropic yield criterion could be developed, and, subsequently, a linear limit yield stress state locus could be obtained using the linear regression technique. From this FLSC, the corresponding FLC can, in turn, be deducted using the appropriate strain-hardening law, associated flow rule, and Hill's general criterion.

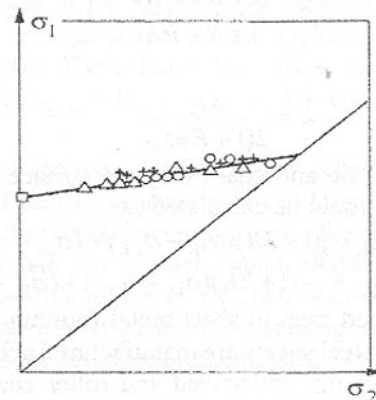


Fig. 1. Forming limit stress curve (FLSC)

If the stresses or the stress ratio $\chi = \sigma_2/\sigma_1$ are known, the corresponding strains can be found using the associated flow rule from the following relationship:

$$d\epsilon_{ij} = \frac{\partial f(\sigma)}{\partial \sigma_{ij}} d\lambda \quad (1)$$

where:

$$d\lambda = \frac{d\epsilon_e}{df(\sigma)} d\sigma_e$$

The stress-strain behaviour of various materials is commonly represented using the simple Hollomon equation $\sigma = K\varepsilon^n$. For anisotropic materials, the critical strain for localised neck is obtained as

$$\varepsilon_{eL} = \varepsilon_{iL} = (1+R)n \quad (2)$$

Hence, the resultant localised neck stress for uniaxial tension can be obtained as

$$\sigma_{eL} = K(\varepsilon_{eL})^n \quad (3)$$

According to Hill's yield criterion

$$\sigma_{eL} = \left[\sigma_{1L}^2 + \sigma_{2L}^2 - \left(\frac{2R}{1+R} \right) \sigma_{1L} \sigma_{2L} \right]^{0.5} \quad (4)$$

From equation (3)

$$\varepsilon_{eL} = \exp\left(\frac{\ln \sigma_{eL} - \ln K}{n}\right) \quad (5)$$

For anisotropic sheet the surface strain ratio could be expressed as

$$\rho = \frac{(1+R)\lambda - R}{1+R - R\lambda} \quad (6)$$

and

$$\lambda = \frac{\varepsilon_{eL}}{2(1+R)\sigma_{eL}} \quad (7)$$

On the base of flow rule and eqs. (4-7) the surface limit strains for different stress (or strain) ratio could be calculated as:

$$\begin{aligned} \varepsilon_{1L} &= [(1+2R)(\sigma_{1L} - \sigma_{2L}) + (\sigma_{1L} + \sigma_{2L})] \lambda \\ \varepsilon_{2L} &= [-(1+2R)(\sigma_{1L} - \sigma_{2L}) + (\sigma_{1L} + \sigma_{2L})] \lambda \end{aligned} \quad (8)$$

The use of coated steel in sheet metal forming is becoming a quite common practice. Coated steel sheets are manufactured according to three processes: electro-galvanized, hot dip galvanized and roller coatings. The application of coated steel sheets in press forming raises three main questions: the formability of the coated sheets, adherence of coating during forming, and the effect of the forming on the behaviour of the coating [12].

The two phenomena, cracking and flaking, are successive stages in the damaging of the coating during press forming. They will also have an effect on corrosion resistance. Thus the practical use of pre-coated steel sheets makes it necessary to determine the strain fields within which these phenomena occur.

Cracking and flaking resistance to deformation of pre-coated steel were studied by Arrigoni and Sarracino [13]. The cracking limit curve and flaking limit curve for electro-galvanized (EG) and hot dip galvanized (HDG), were compared by using the FLC of base steel. As far as cracking is concerned, the best performance was that of EG, HDG sheet gave a lower-level curve. The explanation for this lower cracking limit is that hot dipping leaves a brittle iron-

zinc alloy layer between zinc coating and steel. Comparing the flaking curves, it became that HDG and EG materials did not flake at all, and their curves were coincident with the FLC.

This paper presents the results of determination and calculation of both the forming limit diagram (FLD) and cracking limit curve (CLC) of electro-galvanized steel sheet by using of a new testing method.

2. Materials and mechanical testing

The test material for both mechanical testing and FLD determination was 0.8 mm thick electro-galvanized deep drawing quality steel sheet. Where the mechanical testing is concerned, tensile specimens of 240 mm gauge length and 20 mm width were prepared from strips cut at 0°, 45° and 90° to the rolling direction of the sheet. The experiments were carried out using a special device, which recorded simultaneously the tensile load, the current length and the current width of the specimens. The effective stress - effective strain relationship was described using the Hollomon model. The plastic anisotropy factor r has been determined on the base of the relationship between the width strain and thickness strain in the whole range of specimen elongation according the method proposed by Welch et al. [14]. The value of the tensile parameters (Table 1) has been averaged according to: $x_{\text{mean}} = (x_0 + 2x_{45} + x_{90})/4$: where the subscripts refer to specimen orientation.

In the present investigation, the FLD was determined using in-plane stretching test over rigid punch, according to the method proposed by Marciniak et al. [15]. This method is characterised by (i) the elimination of the friction between the specimen and tool surface, which enables to realisation of homogeneous straining in the wide region of the sheet tested: and (ii) the retention of the flat surface of the specimen during the straining process, which enables more convenient and more precise measurements of the strain value to be made.

Table 1 - Mechanical properties of 0.8 mm thick deep-drawing steel sheets

| Specimen orientation | Strain hardening exponent n | Strain hardening coefficient C , MPa | Plastic anisotropy factor r | Yield stress $R_{0.2}$, MPa | Ultimate strength R_u , MPa |
|----------------------|-------------------------------|--|-------------------------------|------------------------------|-------------------------------|
| 0° | 0.215 | 580 | 1.95 | 190 | 336 |
| 45° | 0.212 | 584 | 1.44 | 194 | 341 |
| 90° | 0.212 | 536 | 2.04 | 176 | 308 |
| mean value | 0.213 | 571 | 1.72 | 187 | 329 |

The surface roughness of the materials tested has been measured during step by step deformation by means of a mechanical stylus type profilometer with a tip radius of 5 μm , at the interval of about $\Delta\varepsilon = 0.05$ of applied strain. As it should be expected, the value of the surface roughness parameter R_{tm} increased linearly with strain increasing according to the relation

$$R_n = 0.89 + 3.8\varepsilon \quad (9)$$

Sheet blanks 250 mm in length and successively narrower width afforded a range of different strain ratios. A circular grid was marked on the sheet surface in the central part of the specimens. The driving blanks were prepared from the same material as the specimens, the central hole in the driving blank being 52 mm in diameter. The test was continued until a crack or necking was visible on the specimen surface, at that moment the test being interrupted. The presence of a few small crack or visible grooves on the gauge area of the surface of the deformed specimens surface confirmed the homogeneous straining of the sheet. The true major strain ε_1 and minor strain ε_2 were measured on the circle adjacent to the crack or visible groove, but not crossing it: this means that the measured circle includes the relatively homogeneously strained area, away from the crack. On the base of this results the FLD was obtained.

A new method of cracking limit curve determination was used in this investigation, basing on the results of X-ray microanalysis of the sheet surface layer composition. It was assumed that deformation of the sheet and especially cracking of the coating should result in the change of the Fe contents in the surface layer composition. The SEM equipped with LINK ISIS system was used to carry-up the experiment.

3. Results and discussion

According to the original Sing-Rao proposition the FLSC could be obtained using the linear regression technique based on the results of calculation using above mentioned scheme taking into account mean plastic anisotropy ratio. However in our calculation we have made some modification taking into account different specimen orientation according to rolling direction and we suggest that this modification (Fig. 2) should result in better determination of FLSC.

The results of quantitative microanalysis of the sheet surface layer have shown that in the case of the all types of specimens the Fe contents in surface layer increase slowly with the sheet deformation. It may be explained as a result of coating thickening, the X-rays penetrate through the coating to the base material. At some stage of deformation the Fe contents in surface layer composition started to accelerate - this may be explained as a result of the coating cracking. The strain value corresponding to cracking of the coating is strain state dependent. The cracking appeared at the smallest deformation in the case of equibiaxial stretching and in the latest stage of deformation in the case of uniaxial tensile. Strain state dependence of cracking appearing is evident when plotting the Fe contents in surface layer composition as a function of effective strain (Fig. 3).

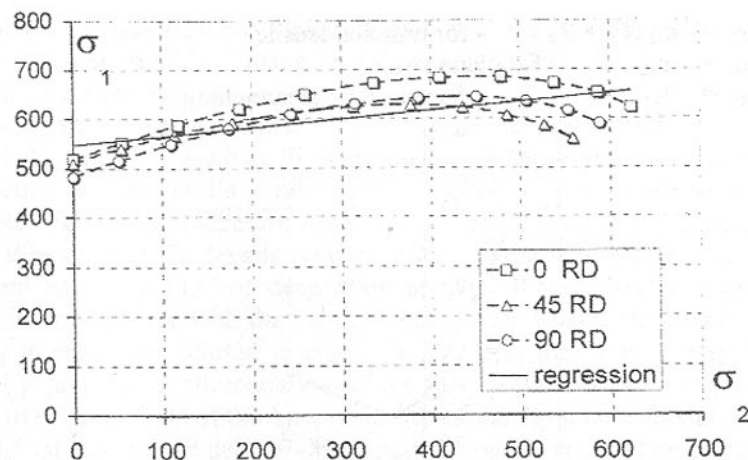


Fig. 2. FLSC of deep drawing quality steel sheet obtained on the base of tensile testing results for different specimen orientation according to the rolling direction

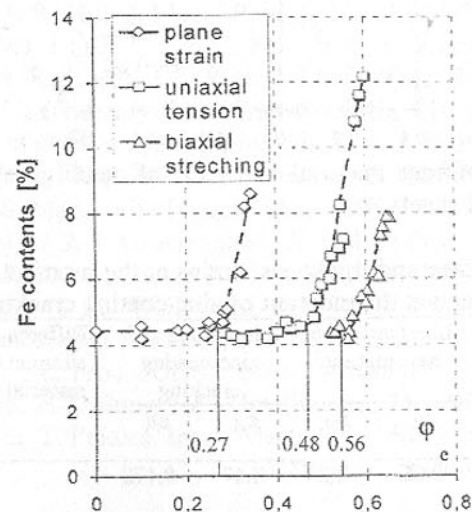


Fig. 3. Fe contents in surface layer composition as a function of effective strain

The results of X-ray analysis of sheet surface layer composition were used in calculation of CLC. It was assumed that the visible decreasing in anti-corrosion abilities of zinc-coatings take place when coating thickness reduce to a certain, critical value. Taking into account limit surface strain ε_{1L} and volume constancy of deformed material, the thickness limit strain ε_{3L} for the characteristic strain states could be determined as:

- $\varepsilon_{3L} = -\varepsilon_{1L}/(1+R)$ - for uniaxial tensile,
- $\varepsilon_{3L} = -\varepsilon_{1L}$ - for plane strain,
- $\varepsilon_{3L} = -2\varepsilon_{1L}$ - for equibiaxial stretching.

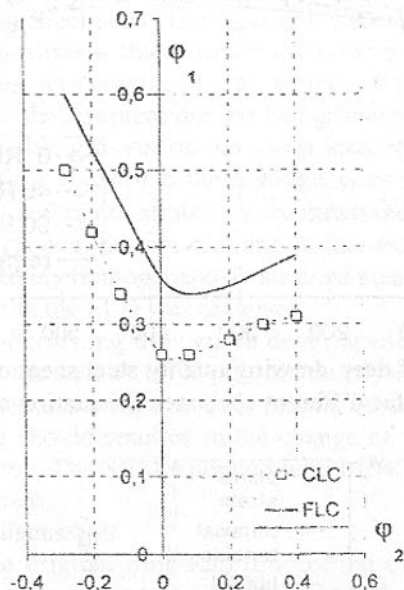


Fig. 4. FLC of base material and CLC of coatings of zinc-coated deep drawing quality steel sheet

Table 2 – Surface and thickness strains at the moment of localised necking of base material and at the moment of zinc-coating cracking

| Strain state | Limit strains of base material | | Limit strains of zinc-coating cracking | | Difference between thickness strain at the moment of base material necking and coating cracking [%] |
|--------------------------|--------------------------------|--------------------|--|--------------------|---|
| | ε_{1L} | ε_{3L} | ε_{1L} | ε_{3L} | |
| Uniaxial tensile tension | 0.66 | -0.24 | 0.47 | -0.178 | 25.8 |
| Plane strain | 0.35 | -0.35 | 0.26 | -0.26 | 25.7 |
| Equibiaxial stretching | 0.40 | -0.80 | 0.30 | -0.60 | 25.0 |

Under assumption that at the beginning of zinc-coating cracking the thickness strain of base material and thickness strain coatings are at the same level, the limit thickness strain at the moment of coating cracking was calculated. The results of these calculations (Table 2) have shown that the zinc-coatings started to crack when the thickness strains are 25 % smaller than that at

the moment of base material localised necking - and this observation was the base for calculation of CLC using Sing-Rao method (Fig. 7).

4. Conclusions

The stress state of localised instability of sheet metal can be represented by a rectilinear FLSC. Such an FLSC can be computed from tensile properties in conjunction with the Hill's yield criterion, Hollomon strain hardening law and associated flow rule. Therefore sheet metal formability can be adequately assessed directly from the tensile properties on the base of a method proposed by Sing and Rao. The FLC of deep drawing quality steel sheet obtained using FLSC matches closely with the experimental curve. The moment when the zinc coating of steel sheet started to crack, i.e. cracking limit curve, may be determined by quantitative microanalysis of the sheet surface layer composition. The CLC differs from FLC of the base material, especially under biaxial stretching. The CLC of zinc-coated deep drawing quality steel sheet could be calculated using Sing-Rao method taking into account the limit thickness strain in the range of 25%.

References: 1. R. Hill: J. Mech. Phys. Solids, 1 (1952) 19. 2. H.W. Swift, J. Mech. Phys. Solids, 1 (1952) 1. 3. Z. Marciniak, K. Kuczyński: Int. J. Mech. Sci., 9 (1967) 609 4. S. Storen, J.R. Rice: J. Mech. Phys. Solids, 23 (1975) 421 5. A. Needleman, N. Triantafyllidis: Trans. ASME, 110 (1978) 164 6. A.K. Ghosh: Mechanics of sheet metal forming, edit. D.P. Koistinen and N-M Wang, Plenum Press N.Y. 1978, p.287 7. R. Arrieux, C. Bedrin, M. Boivin: 12th IDDRG Congress, S. Margherita Ligure 1982, p.205 8. R. Arrieux: J. Mat. Proc. Technol., 53 (1995) 47 9. J. Gronostajski, A. Dolny: Proc. Conf. Development in the Drawing of Metals, London 1983 p. 83 10. J. Gronostajski: Archiwum Hutnictwa 30 (1985) 41 11. W.G. Sing, K.P. Rao: J. Mat. Proc. Technol., 67 (1997) 201 12. Gronostajski J.Z., J. Mat. Proc. Technol., 53 (1995) 167 13. Arigoni G., Sarracino M., Proc. IDDRG Meet., Amsterdam 1995, Paper 11.1 14. P.I. Welch, L. Rake, H-J. Bunge: Z. Metallkunde, 74 (1983) 233 15. Z. Marciniak, K. Kuczyński, T. Pokora: Int. J. Mech. Sci., 15 (1973) 789

Статья поступила в редакцию 6.06.2002 г.

THE ANALYSIS OF THE MAJOR FACTORS OF FORMING THE STRESS LOADING OF CARRIER SYSTEMS OF THE VEHICLE

Lejda Kazimerz, Akopjan Ruben (Rzeszow University of Technology)

In operation [3] the dependence between efforts and round angle of a twisting of the carrier system measured on extreme front and back points of a body is researched. To measure the given corner in road conditions it is inconvenient. Researches of dependence of efforts from a twist angle of the carrier system in base therefore are carried out which have shown, that the proportionality between efforts in the examinees units located in base, and twist angle of the carrier system in base is saved at all values of twist angles (fig. 1). The distinction in character of dependences between efforts and round angle of a twisting, and also efforts and corner of a twisting in base at levels of change of twist angle, close to limiting, is explained to that at datas angular strains the increase of a round angle of a twisting happens in main at the expense of increase of a twist angle in base, while on low and average levels of change of angular strains the considerable influence on a round angle of a twisting is rendered by overhangs angles of twist of the bus.

At correlation calculus of a making resulting variance shaped by asymmetrical power effects, use expression

$$D_{\sigma}(k) = \frac{a h_{1n} - h_{1n}}{2} \cdot \frac{D h_{1n} - h_{1n}}{2}, \sigma \frac{+ a h_{2n} - h_{2n}}{2} \frac{D h_{2n} + h_{2n}}{2}, \sigma \quad (1)$$

The regression coefficients determine from the matrix equation, which terms are the variances of half-sums and half-differences of relative displacements of cushioning and noncushioning masses above elastic units of a suspension bracket, and also first ordinates of functions of a mutual covariance of datas of arguments and processes of change of efforts. At such introducing of symmetric and asymmetrical power effects definition of considered regression coefficients most simple and precise.

Generally covariance functions of a mutual covariance of half-sums the displacements of elastic units define through covariance functions and functions of a mutual covariance of separate displacement with the help of expressions:

$$\begin{aligned} \psi_{i+j} \left(\frac{k}{2} \right) &= \frac{1}{4} [\psi_i(k) + \psi_j(k) + c_{ij}(k) + c_{ji}(k)] \\ c_{i+j, p+k} \left(\frac{k}{2}, \frac{2}{2} \right) &= \frac{1}{4} [c_{ik}(k) + c_{jp}(k) + c_{jk}(k) + c_{ip}(k)] \end{aligned} \quad (2)$$

where $\psi_i(k), \psi_j(k)$ - covariance functions of separate displacement; $c_{ij}(k), \dots$

$c_{ip}(k)$ - function of a mutual covariance of separate displacements.

The same statistical performances of half-difference displacements of elastic units, and also the mutual covariance functions of half-sums and half-difference evaluate with the help of similar expressions, which differ by signs of a mutual covariance, included in them. The signs determine through algebraic addition of signs of terms generatrix covariance.

The mutual covariances, necessary for calculations, of half-sums and half-difference of the input factors and "exit" determine with the help of expressions similar to the formula (2).

The link of statistical performances of displacements and their half-sums in frequency area express by equalities:

$$\begin{aligned} S_{\frac{i+j}{2}}(f) &= \frac{1}{4} [S_i(f) + S_j(k) + 2L_{ij}(f)] \\ L_{\frac{i+j}{2}, \frac{k+p}{2}}(f) &= \frac{1}{4} [L_{ik}(k) + L_{ip}(f) + L_{jk}(f) + L_{jp}(f)] \\ Q_{\frac{i+j}{2}, \frac{k+p}{2}}(f) &= \frac{1}{4} [Q_{ik}(k) + Q_{ip}(f) + Q_{jk}(f) + Q_{jp}(f)] \end{aligned} \quad (3)$$

where $S(f)$ - spectrums; $L(f)$ - cospectrums; $Q(f)$ - quadrature spectrums.

The remarks tangent links of statistical performances of relative displacements, and also their half-sums and half-difference in a time domain, are fair as well in frequency.

If the program of researches provides only holding regressive of a time-domain analysis, when the practical interest is represented only by the first ordinates of mutual covariances, the dependence (2) can be simplified, using that $c_{ij}(0) = c_{ji}(0)$. Besides owing to symmetry of an information matrix $c_{\frac{i+j}{2}, \frac{k+p}{2}}(0) = c_{\frac{k+p}{2}, \frac{i+j}{2}}(0)$, that is for holding further calculations, it is enough to calculate terms of an information matrix only till one side from its diagonal.

The calculations in frequency area are more labour-consuming. So, mutual covariances of half-sums and half-difference of displacements are not even functions $c_{\frac{i+j}{2}, \frac{k+p}{2}}(k) \neq c_{\frac{k+p}{2}, \frac{i+j}{2}}(k)$, that requires additional evaluations. However

and in frequency area, as well as in temporary, it be not required evaluations of all terms of an information matrix. The cospectrum invariant rather about introducing in calculations of magnitudes, generatrix it: $L_{\frac{i+j}{2}, \frac{k+p}{2}}(f) = L_{\frac{k+p}{2}, \frac{i+j}{2}}(f)$.

Taking into account validity for quadrature spectrums of a relation $Q_{\frac{i+j}{2}, \frac{k+p}{2}}(f) = -Q_{\frac{k+p}{2}, \frac{i+j}{2}}(f)$, it is possible to make an output, as in case of defini-

tion of spectral information matrixes the calculation of mutual spectrums only till one side of a diagonal is possible. Symmetric terms till other side of a diagonal of an information matrix - complex conjugate magnitudes.

It is necessary to mark, that if was earlier settled an invoice of coefficients of the equations of a regression linking "inputs" with "exit", for definition of coefficients of the equations of a regression linking half-sum and half-difference "inputs" with "exit", are not present necessity to make the appropriate matrix equation. In this case coefficients determine under the formula

$$a_{i+j} = \frac{a_i \pm a_j}{2}, \quad (4)$$

where a_i, a_j - coefficients of the equations of a regression linking the separate "inputs" with "exit".

Let's consider expressions (2) and (3) with the purpose of definition of correlation of half-sums and half-difference of displacements the elastic units of one axis. In view of the above-stated remarks from these expressions it is possible to receive the following dependences:

$$\begin{aligned} \frac{c_{h_{1n} + h_{1n}}}{2}; \frac{h_{1n} - h_{1n}}{2} (0) &= \frac{1}{4} [\psi h_{1n} (0) - \psi h_{1n} (0)]; \\ \frac{c_{h_{1n} + h_{1n}}}{2}; \frac{h_{1n} - h_{1n}}{2} (f) &= \frac{1}{4} [S h_{1n} (f) - S h_{1n} (f)]. \end{aligned} \quad (5)$$

It is obvious, that the mutual covariance at a zero delay (mutual spectrum) symmetric and asymmetrical effects on the part of a suspension bracket of one axis is determined by a variance of variances (spectrums) of displacements of elastic units of a suspension. Therefore, the symmetric and asymmetrical power effects at the carrier system on the part of a suspension of one axis will be uncorrelated only at equal variances (spectrums) of displacements of elastic units of this axis. At symmetry of the vehicle to a direct-axis the correlation of flexing and turning power factors will miss only at driving on a road, on which the spectral densities of effect of the microprofile on the right and left tracks of sprockets are identical.

Having defined mutual statistical performances of half-sums and half-difference of displacements of elastic units of different axes, we shall receive outcomes, which allow at an assumption of normal allocation of ordinates of the microprofile of a road to make similar outputs, that is mutual correlation of flexings and turning power factors effecting at the carrier system of the vehicle the distinction of spectral densities of effect of the microprofile of a road on the right and left tracks of sprockets determines, in main. The reliability of this posi-

tion restricted to validity of assumptions about symmetry of the vehicle.

On the above-stated technique are researched curving and twisting making resulting stress loading (tab. 1). From datas of the table follows, that, as a rule, variance of efforts caused by curving of the carrier system, makes more than 90 % of a resulting variance. It is explained by that at driving on roads with a rather equal coverage most typical for conditions of maintenance of buses, twist angle of the carrier system of the bus, and consequently, and the efforts, called by them, are unessential. In surveyed conditions of maintenance the greatest values of the efforts, caused by them originating at driving of the non-loaded bus on cobblestone road with speed 60 km/ per hour, do not exceed 5,0 MPa.

The character of change of curve spectral densities of corners of a twisting is rather close to character of change of curve spectral densities of corners resulting stress loading (fig.1), that testify to comparability of their "effective" periods. The calculations on experimental data have shown, that the "effective" periods of efforts of a torsion exceed "effective" periods of efforts of curving no more than twice. Therefore, as against lorries, for which prevailing influence have the efforts of a torsion, in supporting members of a body of the bus the main danger from the point of view of a fatigue resistance is represented by efforts caused by curving. The efforts of a torsion play a dominating role only when the bus overcomes a considerable single irregularity: drive on such irregularity by one sprocket.

Table 1 - Variances resulting stress loading of units right side-frame of the carrier system of the bus LAZ-698 and their components

| The bus | Speed, km/ per hour | Resulting variances stress loading | | Curving component of a variance stress loading | | A twisting component of a variance stress loading | |
|-------------------|---------------------|------------------------------------|-------------|--|-------------|---|-------------|
| | | over window belt | Window rack | over window belt | Window rack | over window belt | Window rack |
| Asphalt highway | | | | | | | |
| Nonloaded | 40 | 4548,691 | 1000,444 | 4458,230 | 948,611 | 90,461 | 51,833 |
| Nonloaded | 60 | 3505,255 | 988,114 | 3274,342 | 863,646 | 230,913 | 124,468 |
| Loaded | 20 | 1199,362 | 299,556 | 1147,149 | 280,017 | 52,213 | 19,559 |
| Loaded | 60 | 2289,118 | 1004,201 | 2059,429 | 943,387 | 229,689 | 60,814 |
| Cobble-stone road | | | | | | | |
| Nonloaded | 40 | 3340,552 | 1380,907 | 3269,775 | 1307,581 | 70,777 | 73,326 |
| Half-loaded | 60 | 1147,375 | 744,005 | 1325,114 | 674,298 | 162,261 | 69,707 |
| Loaded | 40 | 3428,330 | 1655,577 | 3298,425 | 1583,878 | 129,905 | 71,699 |
| Loaded | 60 | 2669,457 | 1806,573 | 2406,793 | 1659,056 | 262,664 | 147,517 |

Thus, as a first approximation it is possible to receive a good estimation of stress loading of units of the carrier system of the bus maintaining in usual conditions, taking into account only efforts caused by curving of the carrier system. In this case necessary for further calculation of strength of a construction of the carrier system the statistical performances of parameters of oscillations can be defined analytically with the help of rather simple expressions.

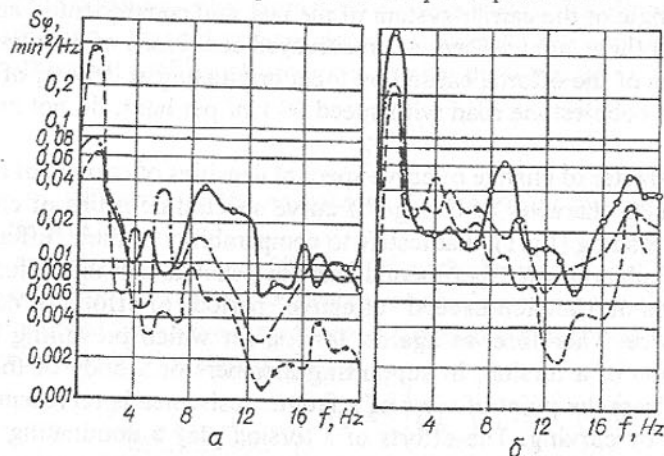


Fig. 1. Spectral densities of twist angle of the carrier system of the weighted bus LAZ-698 at driving on asphalt (a) and cobblestone (б) a highway with speed 20 (1), 40 (2), 60 (3) km/per hour.

Having presented transfer functions of front and back suspensions of the vehicle on "exit" concerning displacements of cushioning and noncushioning masses in reference for linear systems with delay an aspect $A_{1n}e^{jF_{1n}}, A_{13}e^{jF_{13}}, A_{2n}e^{jF_{2n}}, A_{23}e^{jF_{23}}$, we shall receive the following expressions for definition avto- and mutual spectrums of displacements: elastic units of front and back axes:

$$S_1(f) = \left(A_{1n}^2 + A_{13}^2 \right) S_q(f) + 2A_{1n}A_{13} \left[L_{n3}(f) \cos(F_{1n} - F_{13}) + Q_{n3}(f) \sin(F_{1n} - F_{13}) \right]$$

$$S_2(f) = \left(A_{2n}^2 + A_{23}^2 \right) S_q(f) + 2A_{2n}A_{23} \left[L_{n3}(f) \cos(F_{2n} - F_{23}) + Q_{n3}(f) \sin(F_{2n} - F_{23}) \right]$$

$$L_{12}(f) = \left[A_{1n}A_{2n} \cos(F_{1n} - F_{2n}) + A_{13}A_{23} \cos(F_{13} - F_{23}) \right] S_q(f) + A_{1n}A_{23} \cdot$$

$$\cdot \left[L_{n3}(f) \sin(F_{13} - F_{2n}) + Q_{n3}(f) \cos(F_{13} - F_{2n}) \right]$$

$$\left[L_{n3}(f) \cos(F_{1n} - F_{23}) + Q_{n3}(f) \sin(F_{1n} - F_{23}) \right] + A_{13}A_{2n} \cdot$$

$$\cdot \left[L_{n3}(f) \cos(F_{13} - F_{2n}) - Q_{n3}(f) \sin(F_{13} - F_{2n}) \right]$$

$$Q_{12}(f) = \left[A_{1n}A_{2n} \sin(F_{1n} - F_{2n}) + A_{13}A_{23} \sin(F_{13} - F_{23}) \right] S_q(f) + A_{1n}A_{23} \cdot$$

$$\cdot \left[L_{n3}(f) \sin(F_{1n} - F_{23}) - Q_{n3}(f) \cos(F_{1n} - F_{23}) \right] + A_{13}A_{2n} \cdot$$

where $A_{1n}e^{jF_{1n}}, A_{13}e^{jF_{13}}$ - transfer functions between effects of irregularities of a road on the part of sprockets according to a front and back axis and displacements of front elastic units: $A_{2n}e^{jF_{2n}}, A_{23}e^{jF_{23}}$ - transfer functions between effects of irregularities of a road on the part of sprockets according to a front and back axis and displacements of back elastic units; $L_{n3}(f), Q_{n3}(f)$ - accordingly cospectrum and quadrature spectrum of effects of irregularities of a road under a front and back sprocket.

Conclusion

The classical regressive analysis is not always suitable for deriving multi-factor dependences because of complexity of calculation of terms of an information matrix and vector of mutual covariances of output and input processes, possible correlation among themselves of regression coefficient, necessity of repeated evaluations at statistical unauthenticity one or several regression coefficients for definition of statistical correlation of processes permitting to carry out controlled experiment.

References: 1. Акопян Р.А. Пневматическое поддресоривание автотранспортных средств. "Вища школа". Часть I. Львов, 1979 -с.217. Часть II. Львов, 1980 -с.207. Часть III, - Львов, 1984-с.237. 2. Акорян Р. Budowa pojazdow samochodowych. Rzeszow, 1995 -s. 218. 3. Lejda K. Akopjan R. The problems of modernization and exploitation of buses and internal combustion engines. "Meta" Lviv. 2001.- s.410.

Статья поступила в редакцию 31.05.2002 г.

RESEARCHES REGARDING ELASTIC RECOVERY IN BENDING

Nagîț Gh., Slătineanu L., Dodun, O., Coteață, M.
(Technical University "Gh. Asachi" of Iași - Romania)

Considering the major importance of materializing by plastic deformation, this study presents a list (series) of results, obtained as the effects of the research of the elastic recurrence phenomenon in bending occurrences. All the parameters

that interfere in the process are considered, and it is analyzed the influence of this parameters over the bending (arching) size, theoretically and experimentally, based on the methodology suggested by Taguchi.

THEORETICAL REFERENCES

The deformation during the bending process occurs in the conditions of plastic and elastic deformation existence. That's why, after the activity of the deforming forces is stopped, the elastic deforming is cancelled, and the piece strives to modify its bent shape, obtained at the end of the active element's run (elastic recurrence or material's bending).

The elastic recurrence influences directly the bending angle and the size of the radius, in big radius cases. Generally, the variations of the radius are considered inessential, for the bending influences the angular precision of the pieces. There for it is common the elastic recurrences to be represented in angular units.

The size of the elastic recurrence angle depends on a series of factors like: material's physical and mechanical proprieties, bending radius and material's thickness, the shape of the piece, the work scheme and the used procedure. The precise evaluation of the influence of all this factors over the elastic recurrence angle it is often hard to do. It is often utilized the theorem of discharge known from the Resistance of Materials. The technical reference materials often presents [1] the bending arch calculus formula:

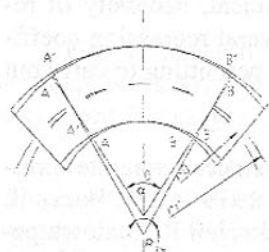


Fig. 1. Determination of the elastic recurrence angle

$$\frac{1}{r_r} = \frac{1}{r_0} - \frac{1}{r_f}$$

in which σ_c represents the flowing limit and E represents the material's elastic modulus of the piece. The proportion r/g it is called the relative bending radius, its size having a big influence over the deforming process and over the size of the elastic recurrence angle (figure 1).

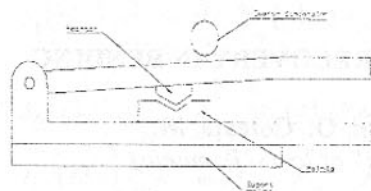


Fig.2. Experimental device

EXPERIMENTAL RESEARCH

The device used to determine the elastic recurrence angle in bending cases it is showed in the next figure 2.

The force indicated by the comparison device is transmitted from the stamp through a spring and a rod.

Table 1

| No. | A | B | C | D | E | F | G | Elastic recovery, ° |
|-----|---|---|---|---|---|---|---|---------------------|
| 1 | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 | 13 |
| 2 | 1 | 1 | 1 | 2 | 2 | 2 | 2 | 15 |
| 3 | 1 | 1 | 2 | 1 | 2 | 1 | 2 | 16 |
| 4 | 1 | 1 | 2 | 2 | 1 | 2 | 1 | 9 |
| 5 | 1 | 2 | 1 | 1 | 1 | 2 | 2 | 13 |
| 6 | 1 | 2 | 1 | 2 | 2 | 1 | 1 | 10 |
| 7 | 1 | 2 | 2 | 1 | 2 | 2 | 1 | 14 |
| 8 | 1 | 2 | 2 | 2 | 1 | 1 | 2 | 16 |
| 9 | 2 | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 | 2 | 7 |
| 10 | 2 | 1 | 1 | 2 | 2 | 2 | 1 | 4 |
| 11 | 2 | 1 | 2 | 1 | 2 | 1 | 1 | 2 |
| 12 | 2 | 1 | 2 | 2 | 1 | 2 | 2 | 6 |
| 13 | 2 | 2 | 1 | 1 | 1 | 2 | 1 | 9 |
| 14 | 2 | 2 | 1 | 2 | 2 | 1 | 2 | 15 |
| 15 | 2 | 2 | 2 | 1 | 2 | 2 | 2 | 8 |
| 16 | 2 | 2 | 2 | 2 | 1 | 1 | 1 | 3 |

For the research it was used a research program, built on the Taguchi method basis. In this case the L16 experimental plan was used. This is an experimental plan that considers the effects of the 7 factors and also the interaction between these 7 factors. The factorial plan and the obtained results of the experiments are listed in table no.1.

The mathematical model results as the expression (1) were:

M- the general average of the experiments

Ex1- X factor's effect at level 1

[X]- X factor's matrix

t[X]- X factor's transposed matrix at level 1

I_{xlyl}- X factor's and Y factor's interaction's effect at level 1;

E_{li}, E_{kj} - the effects of factor l and factor k at levels i and j;

$$Y = M + [E_{A1} E_{A2}] \cdot [A] + \dots + [E_{G1} E_{G2}] \cdot [G] + {}^t[A] \cdot \begin{bmatrix} I_{A1B1} I_{A1B2} \\ I_{A2B1} I_{A2B2} \end{bmatrix} \cdot [B] + \dots + {}^t[F] \cdot \begin{bmatrix} I_{F1G1} I_{F1G2} \\ I_{F2G1} I_{F2G2} \end{bmatrix} \cdot [G] \quad (1)$$

RESULTS AND CONCLUSIONS

To determine the parameters and the significant interactions for the obtained models, it was calculated for each case the value of the Fisher criterion, as the proportion between the remanent dispersion and the average dispersion of the elements of the matrixes of the effects and of the interactions.

The factor's k dispersion calculus expression is:

$$S_k^2 = \frac{1}{n_{iv_k}(n_{iv_k} - 1)} \sum E_k \quad (2)$$

The interactions calculus expression is:

$$S_{kl}^2 = \frac{1}{(niv_l - 1) \cdot (niv_k - 1)} \sum I_{kl} \quad (3)$$

The calculus expression for remanent dispersion is:

$$S_{rem}^2 = \frac{1}{N_{exp} \cdot (N_{exp} - ngl)} \cdot \sum (rez)^2, \quad (4)$$

were *rez* representing the residuum obtained as the difference between the experimental values and the value resulted by model.

For the studied case, the next factors were analyzed:

- A- the stamp's angle (level 1= 30°, level 2= 120°)
- B- the material (level 1= aluminum, level 2=brass)
- C- the force (level 1=10 segments, level 2= 20 segments)
- D- the force's operating time (level 1=5", level 2=30")
- E- Material's thickness (level 1= 0,8 mm, level 2= 0,5 mm)
- F- Strip's width of the material (level 1= 9 mm, level 2= 5 mm)
- G- Stamp's radius (level 1=4 mm, level 2= 5 mm)

The general average calculated with the expression (1) is 10.

For the calculus of the factors and influences a Microsoft Excel calculus

sheet was used, considering the expressions $E_{ij} = \frac{\sum_{j=1}^{N_i} Y_{ij}}{N_i} - M$ and

$$I_{li,kj} = M_{li,kj} - M - E_{li} - E_{kj}.$$

The mathematical model for the elastic recovery angle in bending cases (after the influences with negligible values are excluded) will have the expression:

$$Y = M + [3.25; -3.25]A + [-1; 1]B + [0.75; -0.75]C + [0.5; -0.5]E + [-2; 2]G + {}^tA \begin{bmatrix} 1; -1 \\ -1; 1 \end{bmatrix} B + {}^tA \begin{bmatrix} -1.25; 1.25 \\ 1.25; -1.25 \end{bmatrix} C + {}^tD \begin{bmatrix} 1.25; -1.25 \\ -1.25; 1.25 \end{bmatrix} G + {}^tE \begin{bmatrix} 1; -1 \\ -1; 1 \end{bmatrix} G + {}^tF \begin{bmatrix} -1.25; 1.25 \\ 1.25; -1.25 \end{bmatrix} G \quad (5)$$

The residuum's values are obtained with the next expression:

$$rez_i = Y_{iexp} - Y_{iteor} \quad (6)$$

If we study the next model:

$$Y = M + A + B + C + E + G + AB + AC + DG + EG + FG \quad (7)$$

then the number of freedom grades will be:

$$N_{gl} = 1 + 5 \cdot (2 - 1) + 5 \cdot (2 - 1) \cdot (2 - 1) = 11$$

the number of freedom grades of the residuum will be:

$$N_{glrez} = N_{exp} - N_{gl} = 16 - 11 = 5$$

Using the expressions (2), (3) and (4) we can determine the remanent dispersion, the dispersion of the factors and the dispersion of the interactions, and also the values of the Fisher, all listed in table 3.

Table 3

| | Remanent dispersion | Dispersion | Fisher test's values |
|----|---------------------|------------|----------------------|
| A | 0,6125 | 10,5625 | 17,245 |
| B | 0,6125 | 1 | 1,6327 |
| C | 0,6125 | 0,5625 | 0,9184 |
| E | 0,6125 | 0,25 | 0,4082 |
| G | 0,6125 | 4 | 6,5306 |
| AB | 0,6125 | 2 | 3,2653 |
| AC | 0,6125 | 3,125 | 5,102 |
| DG | 0,6125 | 3,125 | 5,102 |
| EG | 0,6125 | 2 | 3,2653 |
| FG | 0,6125 | 3,125 | 5,102 |

To appreciate which one of the factors is significant, the obtained values are compared with the listed values for Fisher test (Snedecor). For a 99% precision, where $Y(1,5)=16,258$, that none of the factors have a significant influence over the considered parameter.

If a 95% precision in accepted (trusted level), you can see that $Y(5,1)=6,608$. You can say in this case, with a 5% risk that only the factor

A has a significant influence over the considered parameter. In the same time you can say that the value of the Fisher test for factor G is highly close to the listed value. That's why, if we accept a 94% trusted level where $Y(5,1)=5,864$, we can say with a 6% risk that both factors A and G have a significant influence over the considered parameter.

A very important thing can be observed if we accept a 92% trusted level. In this case $Y(5,1)=4,8$. In this case you can see that even the factors C, D, E and F have an insignificant influence, interaction AC, DG, EG and FG have a substantial influence over the considered parameter. So, we can say with a risk of 8% that factors A and G and also the interactions AC, DG, EG and FG have an significant influence over the elastic recurrence in bending cases.

References: 1. Teodorescu, M., Cold Plastically Technology – Didactical and Pedagogical Edition, București, 1980 (in Romanian); 2. Pillet, M., Introduction aux plans d'expériences par la méthode TAGUCHI – Les éditions d'organisation, 1992 (in français); 3. Vigier, M., Pratique des plans d'expériences méthodologie Taguchi et compléments - Les éditions d'organisation, 1988 (in français);

Статья поступила в редакцию 27.05.2002 г.

ABOUT A SOLUTION FOR INCREASING THE SURFACE QUALITY AND PRODUCTIVITY OF THE FINE GRINDING MACHINING

Neștian G., Sârbu I., Butnaru C., Solomon I.
("Gh. Asachi" Technical University, Iași, Romania)

Fine grinding may be performed while the catching up of the processed material and the radial wear of the wheel do not produce side effects like adherences, burns, cracks on the machined surface. This paper presents a solution for increasing the surface quality and the productivity of the grinding machining.

1. Introduction

Grinding is an abrading operation employed for the removal or smoothing-out of prior machining lines, scratches, pits, mold marks, parting lines, tool marks and certain other surface defects that adversely affect the appearance or function of a part. Grinding is performed with an abrasive wheel. The process removes metal and causes some plastic working of the surface. The resulting finished surface usually has a roughness of $16 \mu\text{m}$.

Fine grinding is a grinding machining, but with very high speed. In operational sequence, fine grinding usually follows grinding and precedes buffing. In some applications, however, fine grinding may be employed as the final surface-finishing operation.

Fine grinding may be performed during the economical durability of the abrasive wheel, while the catching up of the processed material and the radial wear of the wheel do not produce side effects like adherences, burns, cracks on the machined surface.

2. Theoretical considerations

The roughness of the machined surface is determined by some factors:

1. the hardness of the abrasive wheel;
2. wheel balance, which is related directly to wheel durability and the surface quality obtained;
3. a firm arbor-hole fit;
4. uniformity, smoothness of the abrasive surface;
5. concentricity of the abrasive surface with the arbor hole;
6. wheel speed;
7. type and grit size of abrasive;
8. grinding compound are applied to both wheel and workpiece to improve the surface finish and to extend the wheel life;
9. feed must be between $f_r = [0,02 \div 0,06]$ mm/rot;

10. wear of the abrasive wheel.

The hardness of the abrasive wheel is one of the most important factor because if a too hard wheel is used that will result in surface damage; a wheel too soft will fail to maintain the finishing level desired. A wheel with a high porosity and a small quantity of adhesive (soft wheels) will self-sharpen easier than those with a higher quantity of adhesive (hard wheels) [2]. The wear of soft wheels will be much more higher and if the wheel is too soft the abrasive grains will be removed off the wheel before they can entirely use their abrasive capacity.

The optimum wheel speed for any given grinding operation depends on the shape or design of the workpiece, the type of metal of which it is made, and the surface condition prior to grinding; wheel speed must be between 50-90 m/s.

Type and grit size of abrasive is influenced mainly by the chemical composition of the metal being finished, workpiece shape and the surface finish required.

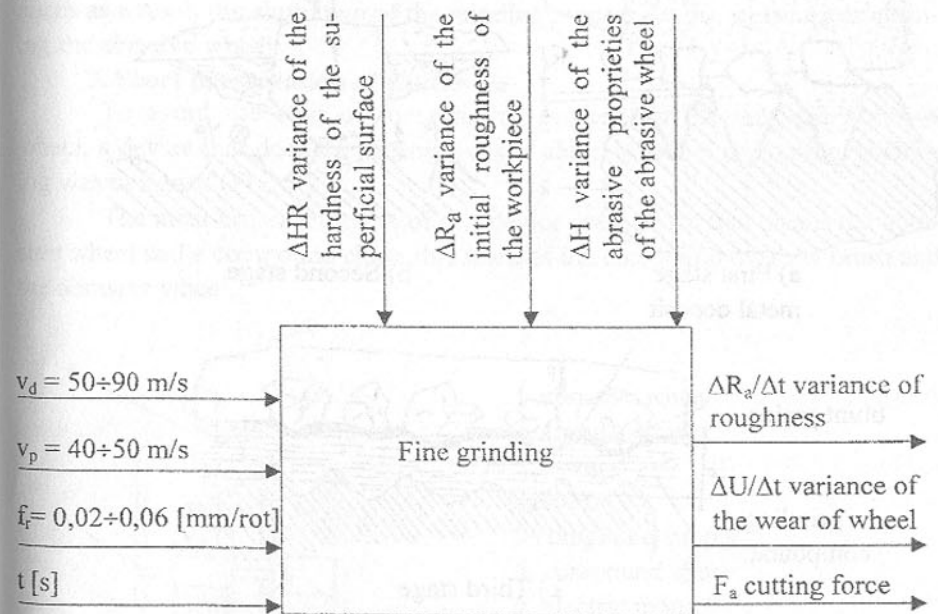


Fig. 1. Input and output in grinding process

The analytical relation [1] used to determine the maximum roughness of a machined surface is:

$$R_{\max} = c \cdot \frac{v_p}{v_d} \cdot \sqrt{f_r} \quad (1)$$

where R_{\max} is the roughness;

v_p is the workpiece speed;

v_d is wheel speed;

f_r is the feed.

The relation shown above indicates that the roughness will increase if high values of the feed and workpiece speed are used and will decrease if a high value for the wheel speed is used.

The material removing process at the grinding machining has three stages. In the first stage, the contact between the abrasive wheel and the workpiece is just between the crest of asperity of the workpiece and the crest of the abrasive grain (Fig. 2).

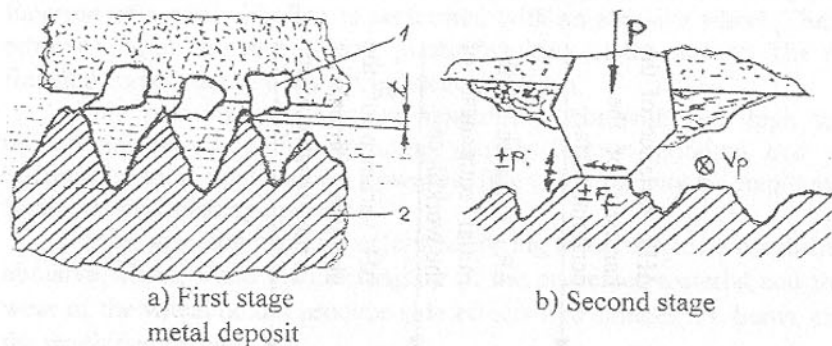


Fig. 2. Stages of the grinding process

A large amount of metal is removed, the finishing level desired is not reached in this stage. Self-sharpening is very intense but a part of the metal aches remain between the abrasive grains. In the second stage the friction forces between the abrasive grains, adhesive and the workpiece reach the maximum

values with an effect of smoothing the asperity of the workpiece. In the third stage the asperities of the workpiece are completely removed, reaching the finishing level desired. The catching up of material is very high, the wheel loses the abrasive properties.

In order to obtain the desired level of finishing there must be exerted a firm control of all the parameters involved in the grinding process. Some of the parameters like wheel speed, feed, wheel hardness, type and grit size of abrasive and grinding compound can be chosen from literature. Other parameters like wheel balance, concentricity of the abrasive surface with the arbor hole and the arbor-hole fit can be controlled at the beginning of the grinding process.

The wear of the abrasive wheel is a random parameter and the evolution of this parameter is difficult to control. The catching up of the processed material and the radial wear of the wheel may produce side effects like adherences, burns, cracks on the machined surface. The wear of abrasive wheel often produces as a result the shutdown of the grinding process for the replacing or cleaning the abrasive wheel.

3. Short presentation of the device

To avoid the stop of the grinding process for cleaning the abrasive wheel, a device that does the cleaning of the abrasive wheel during the machining was designed (Fig. 3).

The most important parts of this device are a brush that cleans the abrasive wheel and a compound chute that releases the compound over the brush and the abrasive wheel.

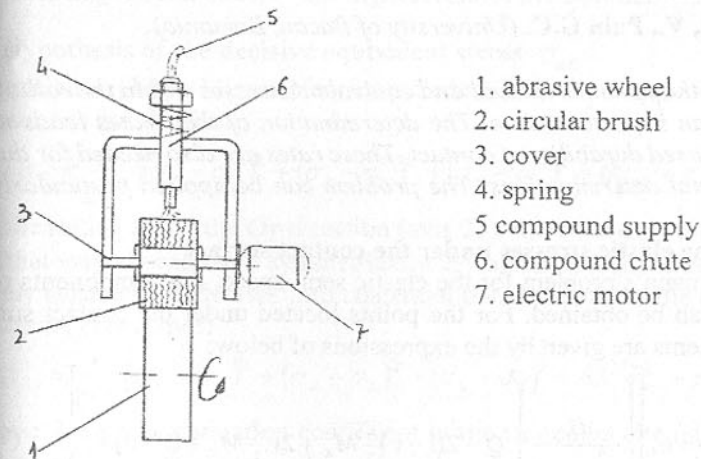


Fig. 3. Scheme of the device

The brush may be a twisted-wire brush, an elastomer-bonded wire brush or a short-trim dense wire-filled brush. The brush provides a slight opposing pressure to abrasive wheel in order to do the cleaning. The pressure is controlled by a spring and an adjusting nut.

The compound is released over the abrasive wheel to help the cleaning process, to lower the temperature in the working area (1000 – 1200 °C) and to avoid the dust that results in the cleaning process.

4. Conclusions

Surface quality is the most important objective of a grinding machining. All the same, there must be a constant concern about productivity of the process. The device presented above let us avoid the shutdown of the grinding process for cleaning the abrasive wheel. In this way, there will be an increase of productivity and a better surface quality.

References: 1. Axinte, E., Contributii asupra prelucrării prin rectificare cu viteze de aschiere mari, Teza doctorat, Iasi, 1998. 2. Maslov, E.N., Teoria slifovania materialov, Masinostroenie, Moscova 1974. 3. Farago, Fr., Abrasive Methods Engineering, vol. 2, Industrial Press, U.S.A., 1980.

Статья поступила в редакцию 22.05.2002 г.

EQUIVALENT STRESSES AND RESIDUAL STRESSES ON BALL HELICAL TRANSMISSIONS

Puiu, V., Puiu G.C. (University of Bacau, Romania)

The calculation of the optimal residual and equivalent stresses within the rolling contact theory is an important issue. The determination of their rates leads to obtaining an increased durability of contact. These rates are also needed for durability experimental determinations. The problem can be applied particularly on ball screws.

1. Relations for the elastic stresses under the contact surface

Based on the Neumann's problem for the elastic semi-space, the components of the stress tensor can be obtained. For the points located under the contact surface these components are given by the expressions of below:

$$\sigma_x(\bar{x}, \bar{y}, \bar{z}) = \sigma_0 \left[\left(\frac{\bar{t}\bar{x}}{\beta^2 + \bar{t}^2} \right)^2 Q - 2(1-\nu) \frac{\bar{z}}{\bar{t}} M_x + 2\nu \frac{\bar{z}}{\bar{t}} M_z + (1-\nu) N_x \right] \quad (1)$$

$$\sigma_y(\bar{x}, \bar{y}, \bar{z}) = \sigma_0 \left[\left(\frac{\bar{t}\bar{y}}{\beta^2 + \bar{t}^2} \right)^2 Q + 2(1-\nu) \frac{\bar{z}}{\bar{t}} M_y + 2\nu \frac{\bar{z}}{\bar{t}} M_z + (1-\nu) N_y \right] \quad (2)$$

$$\sigma_z(\bar{x}, \bar{y}, \bar{z}) = \sigma_0 \left(\frac{\bar{z}}{\bar{t}} \right)^2 Q \quad (3)$$

$$\tau_{xy}(\bar{x}, \bar{y}, \bar{z}) = \sigma_0 \left[\frac{\bar{t}\bar{x}}{\beta^2 + \bar{t}^2} \cdot \frac{\bar{t}\bar{y}}{1 + \bar{t}^2} Q - (1-2\nu) N \right] \quad (4)$$

$$\tau_{yz}(\bar{x}, \bar{y}, \bar{z}) = \sigma_0 \frac{\bar{y}\bar{z}}{1 + \bar{t}^2} Q \quad (5)$$

$$\tau_{xz}(\bar{x}, \bar{y}, \bar{z}) = \sigma_0 \frac{\bar{z}\bar{x}}{1 + \bar{t}^2} Q \quad (6)$$

The symbols Q , M_x , M_y , M_z , N_x , N_y , N used in the above relations are given in [1]. For M_x and M_y are used the functions $F(\varphi, k)$ and $E(\varphi, k)$, elliptical integrals of the first and second range. These are formed with the modulus (eccentricity of the contact ellipse), $k = (1-\beta^2)^{1/2}$, and the amplitude $\varphi = \arctg(1/\beta\bar{t})$ and $\bar{x} = x/b$, $\bar{y} = y/b$, $\bar{z} = z/b$, $\bar{t} = t/b$. Other notations $\beta = b/a$ is the ratio of the contact ellipse semi-axes, t - the highest root of the equation $\frac{y^2}{b^2+t} + \frac{z^2}{t} = 1$ [1].

2. Hypothesis of the decisive equivalent stress σ_{ED}

The relation Huber-Misses-Hencky includes all the six components of the stress tensor and has the form:

$$\sigma_E = \frac{1}{2^{1/2}} \left[(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_x - \sigma_z)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + 6(\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{xz}^2) \right]^{1/2} \quad (7)$$

While rolling along the Oy direction (axis 2b), there are only the stresses τ_{xy} and τ_{yz} , that vary alternatively symmetrically. By transforming the tangential alternatively symmetrical stresses into tangential pulse stresses as the normal ones, the relation (7) becomes:

$$\sigma_{E(\lambda)} = \frac{1}{2^{1/2}} \left[(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_x - \sigma_z)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + 6\lambda^2 (\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2) + 6\tau_{xz}^2 \right]^{1/2} \quad (8)$$

where λ is a transformation coefficient of the tangential alternatively symmetrical stresses τ_{xy} and τ_{yz} into pulse stresses.

3. Optimal states of residual stresses

The equivalent stress $\sigma_{ER(\lambda)}$ can be modified through remanent compression stresses σ_{xR} , σ_{yR} and σ_{zR} , perpendicular to the directions x , y and z . If these stresses are inserted to the relation (8), it will result:

$$\sigma_{ER(\lambda)} = \frac{1}{2^{1/2}} \left\{ [(\sigma_x + \sigma_{xR}) - (\sigma_y + \sigma_{yR})]^2 + [(\sigma_x + \sigma_{xR}) - (\sigma_z + \sigma_{zR})]^2 + [(\sigma_y + \sigma_{yR}) - (\sigma_z + \sigma_{zR})]^2 + 6\lambda^2(\tau_{xy}^2 + \tau_{zy}^2) + 6\tau_{xz}^2 \right\}^{1/2} \quad (9)$$

In the above relation (9), $\sigma_{ER(\lambda)}$ means the equivalent stress expressed through the presence of the three residual stresses. The tangential orthogonal stresses are depending on the load only and are not affected by the stresses.

The optimal state of the residual stress is the one that leads to minimum rates for the stresses in the relation (9). It can be created by inserting several compression residual stresses σ_{xR} , σ_{yR} and σ_{zR} into the elastic semi-space, which annul the action of the normal elastic stresses σ_x , σ_y and σ_z . In such case, for a punctual contact, the relation (9) becomes:

$$\sigma_{ER} = \left[3\lambda^2(\tau_{xy}^2 + \tau_{zy}^2) + 3\tau_{xz}^2 \right]^{1/2} \quad (10)$$

For a linear contact ($\sigma_{xy}=0$, $\sigma_{xz}=0$), the above relation (10) has the form:

$$\sigma_{ER} = 3^{1/2} \lambda \tau_{zy} \quad (11)$$

The relation (10) is valid if the residual stresses are in compliance with the following conditions:

$$\sigma_{xR} = \sigma_z - \sigma_x + \sigma_{zR} \quad (12)$$

$$\sigma_{yR} = \sigma_z - \sigma_y + \sigma_{zR}$$

The residual stresses σ_{zR} are low towards σ_{xR} and σ_{yR} , so they may be neglected. In this case, the relation (12) becomes:

$$\sigma_{xR} = \sigma_z - \sigma_x \quad (13)$$

$$\sigma_{yR} = \sigma_z - \sigma_y$$

Creating a state of residual stresses, so that at any point of the elastic semi-space the conditions (12) and (13) to be satisfied, looks like an impossibility. The compliance with these conditions of one point may generate to other points of the elastic semi-space, equivalent stresses $\sigma_{ER(\lambda)}$, as determined through the relation (9), higher than the equivalent tensions being determined through the relations (10) and (11).

Theoretically, an optimal state of residual stress can be determined, leading to the equivalent stress the most favorable for durability, by making use of the method presented at /3,4,5/.

4. Calculation of the optimal residual stresses and the equivalent stresses

Based on the quick calculation algorithm presented at /4/, through the relations

(1)...(6), a program of calculation has been drawn out, in Borland C++ language. The complete listing is shown at /5/.

The following notations are used: F_n [N] - the force normal to contact; σ_0 [MPa] - hertzian stress; a [m³] - the big semi-axis of the contact ellipse; $\beta=b/a$ - the ratio of the contact ellipse semi-axis.

Given the notations of above, the calculation data inserted to the program are the following:

a) Ball-screw contact: $F_n=1627$ N; $\sigma_0=3042$ MPa; $a=1,5220$ m³; $b=0,1830$ m³; $\beta=0,1200$.

b) Ball-nut contact: $F_n=1627$ N; $\sigma_0=2792$ MPa; $a=1,5220$ m³; $b=0,1830$ m³; $\beta=0,1200$.

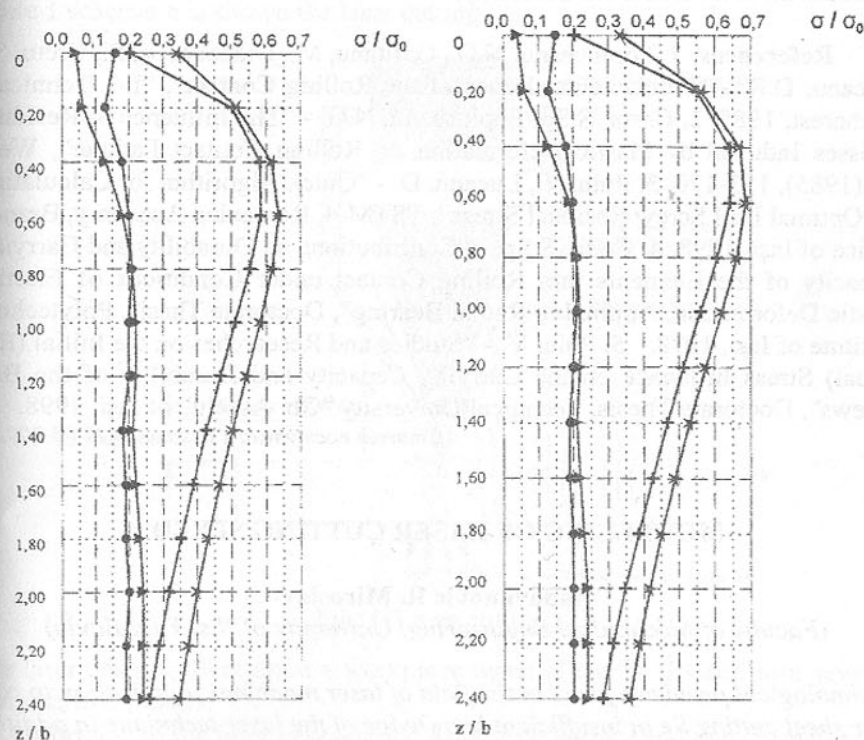


Fig.1

Fig.2

Legend: ● - σ_{xR} ; ▲ - σ_{yR} ; + - σ_{ER} ; ☆ - σ_z

Fig.1, ball-screw contact, $\lambda=1,360$; fig.2, ball-nut contact, $\lambda=1,500$ (relative values). The maximum values for equivalent stresses are for $z/b=0,40...0,80$, $\sigma/\sigma_0=0,68$ (fig. 1,2).

The curves resulted for σ_{xR} , σ_{yR} , σ_{ER} and σ_z are shown in fig. 1,2.

5. Conclusions

- Fig. 1,2 shows graphical representations of the optimum residual stresses σ_{xRO} , σ_{yRO} and of the equivalent stresses.
- For a particular configuration of rolling contact, a concrete loading and values of the parameters β and λ , respectively, the residual stresses were determined using a calculation program.
- If in the superficial layer of the rolling way are introduced favorable residual stresses it can be increased the carrying capacity and durability of the ball screws.
- An optimal state of residual stress can be determined, leading to the equivalent stress the most favorable for durability.

References: 1. Popinceanu, N.G., Gafitanu, M., Diaconescu, E., Cretu, S., Mocanu, D.R. - "Fundamental Issues of the Rolling Contact", "Ed. Tehnica", Bucharest, 1985. 2. Cretu, S.Sp, Popinceanu, N.G. - "The Influence of Residual Stresses Induced by Plastic Deformation on Rolling Contact Fatigue", *Wear* 105(1985), 153-170. 3. Puiu, V., Lucanu, D. - "Quick Algorithm for Calculating the Optimal Ball Screw Residual Stress", TSTM-4, Romanian Academy, Branch Office of Iasi, 1998. 4. Cretu, S.Sp. - "Contributions on Durability and Carrying Capacity of the Elements into Rolling Contact under Conditions of Elastic-Plastic Deformation, Applied to Radial Bearing", Doctorate Thesis, Polytechnic Institute of Iasi, 1978. 5. Puiu, V. - "Studies and Researches on the Initial (Residual) Stress Influence on the Carrying Capacity and Durability of the Ball Screws", Doctorate Thesis, Technical University "Gh. Asachi" of Iasi, 1998.

Статья поступила в редакцию 27.05.2002 г.

MODELLING OF LASER CUTTING SPEED

Radovanovic R. Miroslav

(Faculty of Mechanical Engineering, University of Nis, Yugoslavia)

Technological problems faced in the field of laser machines' application to contour sheet cutting lie in insufficient knowledge of the laser technique in addition to the absence of both sufficiently reliable practical data and knowledge about the parameters affecting the work process itself. Significant parameter which it is necessary to determine and to enter in NC-program is cutting speed. Numerical value of cutting speed can determine based on energy balance.

Introduction

Laser cutting is a new attractive process for contour cutting thin sheet. It is based on the precise sheets cutting by focused laser beam. Laser beam is fo-

cused into a very small spot ($0,1 \div 0,2$ mm in diameter) on the workpiece by a lens or focusing mirror. Focussed laser beam heats, melts and evaporizes material of workpiece. The intensity of the focused laser beam for cutting steels typically is $10^7 \div 10^8$ W/cm². In cutting of metals, laser cutting with assist gas is normally applied. Assist gas is fed through the co-axial nozzle to blow away the molten and evaporated material. The gas type can be oxygen, inert gas (nitrogen, helium, argon), or air depending on material type and quality requirements. Oxygen and nitrogen are frequently used as laser assist gases. The gas blowing increases the feed rates for as much as 40%. In laser cutting, the aim is to melt and evaporize the material as quickly as possible and to produce as narrow a heat-affected zone as possible with minimum distortion of the work piece. In figure 1 schematic is shown the laser cutting.

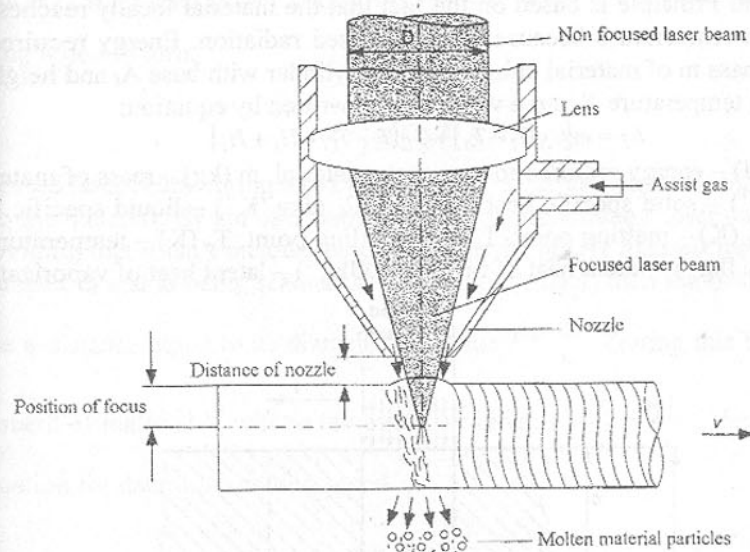


Fig. 1. Laser cutting

The laser beam's effect upon a workpiece material can be divided into several characteristic phases:

- Absorption of the laser beam on the workpiece surface and transformation of the light energy into the heat one,
- Heating, melt and evaporation of the workpiece material at the cut point,
- Molten and evaporated material is ejected out from the cut point by pressurized gas jet, and,
- Workpiece cooling after the completion of the laser beam' effect.

By combining the laser beam and the machine providing motion, in addition to

the applied numerically controlled system, it is possible to provide for a continual sheet cutting along the predetermined contour.

Evaporating speed and cutting speed

If intensity of laser beam radiation is such that the temperature of work piece material for small time attains the temperature of evaporation then pretty volume of material can be exclude from cutting zone. After acquirement of temperature of evaporation in material it is formed frontier layer between gas phase and liquid/hard phase. By evaporation of layer of material thickness Δs frontier layer move in depth while a laser beam make a hole, i.e. perforate a material of work piece by thickness s . At fig. 2 is shown model for determination evaporating speed and cutting speed.

The evaporating speed may be estimated by employing a simple energy balance arrangement. Principle is based on the fact that the material locally reaches the evaporation temperature because of the focused radiation. Energy required to convert a mass m of material cubic element (cylinder with base A_f and height s) at an initial temperature T into a vapor can be written by equation:

$$E_f = m[C_S(T_i - T_o) + C_L(T_i - T_i) + H_f + H_i] \quad (1)$$

where: E_f (J) – energy required to evaporate material, m (kg) – mass of material, C_S ($\text{Jkg}^{-1}\text{K}^{-1}$) – solid specific heat capacity, C_L ($\text{Jkg}^{-1}\text{K}^{-1}$) – liquid specific heat capacity, T_i (K) – melting point, T_i (K) – boiling point, T_o (K) – temperature of ambient, H_f (Jkg^{-1}) – latent heat of fusion, H_i (Jkg^{-1}) – latent heat of vaporization.

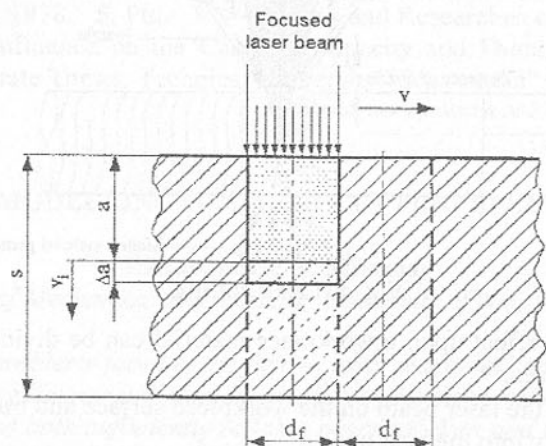


Fig. 2. Model for determination evaporating speed and cutting speed

Usually $H_f \gg H_i$ and $T_i \gg T_o$ and we assume we can put $C_S \approx C_L = C_p$. Thus the equation of energy balance is given by:

$$E_f = m(C_p T_i + H_i) \quad (2)$$

where: C_p ($\text{Jkg}^{-1}\text{K}^{-1}$) – specific heat capacity.

Since it is: $m = \rho V = \rho A_f s = \rho A_f v_i t = \rho \frac{\pi d_f^2}{4} v_i t$, where: ρ (kgm^{-3}) – material density, V (m^3) – cubic element (cylinder with base A_f and height s), A_f (m^2) – area of laser spot, s (m) – sheet thickness, v_i (ms^{-1}) – evaporating speed, t (s) – time, d_f (m) – beam spot diameter, we have:

$$E_f = \frac{\pi d_f^2}{4} v_i t \rho (C_p T_i + H_i) \quad (3)$$

Power required to evaporate a material can determine by equation $P_I = \alpha P_L$, where: P_I (W) – power required to evaporate a material, α – absorption coefficient, P_L (W) – laser power. Since it is $\frac{E_f}{t} = P_I = \alpha P_L$ we can determine evaporating speed in form:

$$v_i = \frac{4\alpha P_L}{\pi d_f^2 \rho (C_p T_i + H_i)} \quad (4)$$

Focused laser beam boring into the surface of material with a velocity v_i directed into the material. By aid of equation (4) we can determine a laser cutting speed, providing that it isn't include the effect of assist gas. If focused laser beam has diameter d_f and is being scanned at a velocity v , fig.2, then the beam will traverse

a distance equal to its diameter in a time $t = \frac{s}{v_i}$. During this time a cubic

element of material V will be removed, we have: $t = \frac{s}{v_i} = \frac{d_f}{v}$. Hence we get a

equation for determine cutting speed:

$$v = v_i \cdot \frac{d_f}{s} \quad (5)$$

From equations (4) and (5) we have:

$$v = \frac{4\alpha P_L}{\pi d_f s \rho (C_p T_i + H_i)} \quad (6)$$

From equation we can see that the cutting speed is linearly proportional to laser power and conversely proportional to sheet thickness. Cutting speed is small for materials with high melting point and a high latent heat of evaporation. Cutting speed is small and for big beam spot diameter. At fig. 3 are shown theoretical and experimental values of cutting speed of CrNi steel using a CO_2 laser with power $P_L = 2500$ W.

Conclusion

Laser cutting is a new attractive process for contour cutting thin sheet. Technological problems related to the application of laser cutting are in insufficient knowledge of the laser technique application as well as due to absence of sufficiently reliable practical data and knowledge about the parameters influencing the work process itself. One consequence of this is the fact that laser cutting machines are not as much used as they should be regarding the possibilities they offer. That is the reason why researches have been carried out in the field of laser cutting.

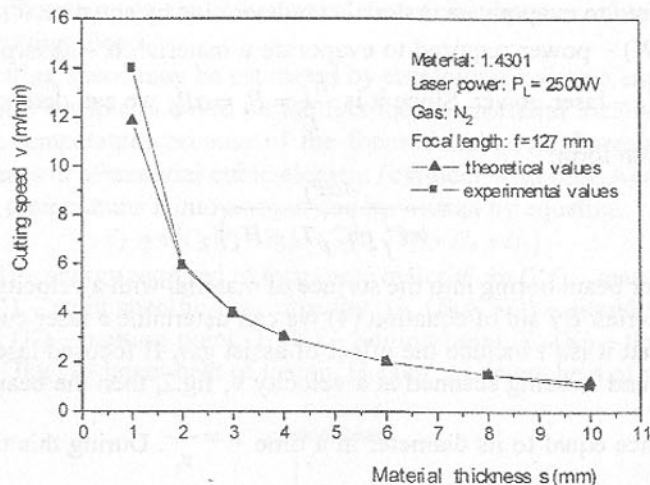


Fig. 3. Theoretical and experimental values of cutting speed

Theoretical consideration and experimental investigation show that the laser cutting speed can be determined based on energy balance. Attained equation shows that the cutting speed is linearly proportional to laser power and conversely proportional to sheet thickness.

References: 1. Wilson J., Hawkes J., Lasers, Principles and Applications, Prentice Hall International Series in Optoelectronics, New York, London, Sydney, Tokyo, 1988. 2. Introduction to Industrial Laser Materials Processing, Rofin-Sinar Laser, Hamburg, 2000. 3. Radovanovic M., Research the Quality of the Cut by Laser Cutting, First ESAFORM Conference on Material Forming, Sophia Antipolis, France, 1998, pp.247-250. 4. Radovanovic M., Laser Machines for Contour Cutting and Their Influence on Working Quality, 6th ICTP, International Conference on Technology of Plasticity, Nuremberg, Germany, 1999, pp.729-730. 5. Radovanovic M., Dasic P., Precise Sheets Cutting by Laser Beam, 6th International Conference "Precision Surface Finishing and Deburring

Technology-2000", Saint Petersburg, Russia, 2000, pp.279-291. 6. Radovanovic M., Working Quality by Laser Cutting Machines, 7th International Conference on Tribology, Budapest, Hungary, 2000, pp.255-258. 7. Radovanovic M., Application of Lasers in Manufacturing, 4th International Conference on Accomplishments of Electrical and Mechanical Industries, Banja Luka, Bosna&Hercegovina, 2001, pp. 169-174. 8. Radovanovic M., Dasic P., Some aspects of CO₂ laser cutting, International scientific conference "UNITECH'01", Gabrovo, Bulgaria, 2001, pp. 99-104

Статья поступила в редакцию 10.06.2002 г.

ULTRASOUNDS IN DIAGNOSTICS OF POLYMER MATERIALS

Maciej Rojek, Józef Stabik, Gabriel Wróbel
(Department for Processing of Metals and Polymers
Silesian University of Technology in Gliwice, Poland)

A method and results of research into effectiveness of ultrasound diagnostics of polymer materials subjected to ageing and fatigue.

1. INTRODUCTION

Popularity of plastics as structural materials leads to the increase in demand for knowledge related to strength of materials understood as the ability of fulfilling structural functions resulting from the purposefulness of their application. An ability to obtain this knowledge conditions the forecasts concerning a reliable period of work of structural components and systems containing them. An issue of strength is particularly important with regard to structural components, whose functions and working conditions contribute to the change of their properties and characteristic of use. These changes are connected with processes occurring in element plastic and by rule, they are of a degrading character. Strength of structural components employed in mechanical engineering, building sector, chemical equipment, transmission pipeline installations is chiefly connected with ability to fulfil load capacity functions, i.e. transfer of mechanical working loads, frequently under onerous thermal conditions and exposure to aggressive environmental interaction. Depending on the specificity of the degradation process, loss of load capacity abilities may occur suddenly, disastrously or gradually over a relatively long time span, in which accumulation of effects of interaction of degradation factors take place. To identify conditions of violently occurring destruction, destructive tests on plastics are conducted that furnish volumetric quantitative characteristics of critical conditions. In the other case, danger consists in quasi static and difficult to observe gradual reduction of

strength properties of plastic to the extent, in which working conditions experienced many times prove to be destructive. Examples of processes diffusing such long-lasting degradation mechanism include processes of chemical and stress corrosion, erosion, ageing, fatigue, etc. In the event of processes leading to noticeable surface changes, generally the degree of their advancement may be assessed with measurements and observations in conditions of periodical overhauls. When degradation occurs in a dispersive way within the element's area, without any visible internal changes of physical or geometrical properties, a classical inspection of a structure's condition may not reveal any dangerous conditions. In such cases, evaluation of the element's or a structural assembly condition happens to be formulated on the basis of basic tests of plastic or simulation tests of elements in laboratory conditions. It is of static character and is conditioned by knowledge of history of degradation operating factors. Evaluations obtained in this way are characterised by high uncertainty. Therefore, there is a need of searching non-destructive methods for direct evaluation of structural elements strength degradation degree. Authors made this attempt using ultrasound technique. Searching of a method for diagnosing a condition of material were referred to polymer materials subjected to ageing and fatigue loads.

2. Application of ultrasounds in testing of polymer composites

Application of ultrasounds in testing of polymer composites has a long-lasting tradition. In this field, their physical nature as a mechanical wave is used. Knowledge of sound wave propagation rules in a centre allows for a theoretical analysis of a phenomenon. Taking into account an effect of wave reflection, refraction, absorption, dispersion or defraction, diagnostic methods allowing for examination of macroscopic geometric features were developed allowing to examine macroscopic geometric characteristics of wave propagation area – measurements of thickness, hydrolocation or local heterogeneities and discontinuities – flaw detection. In these terms, diagnostics' task is a reverse task to the task of wave propagation analysis in the area with known geometry and distribution of physical properties. On the basis of wave parameters on boundary of an area, conclusions are drawn concerning geometric properties and distribution of physical properties of a medium. This task only in exceptional cases leads to an unambiguous solution, however, for experienced researchers, it is an effective implement aiding diagnostics. Parameters that are distinctive for an ultrasound wave that may constitute diagnostic characteristics include:

- c propagation velocity
- α amplitude absorption ratio

$$\frac{dA}{A} = -\alpha dx \quad (1)$$

where A – wave amplitude, dx – path corresponding to dA amplitude decline

- γ electric rejection ratio

$$\frac{dI}{I} = -\gamma dx \quad (2)$$

where I – wave intensity, dx – path corresponding to dI wave intensity decline.

A hypothesis being the basis of the developed research programme of possibilities of applying an ultrasound wave in the field of risk assessment of structural plastics strength degradation is as follows:

For polymer plastics, there is correlation between strength degradation degree being the effect of ageing and fatigue processes and a change in a value of selected diagnostics characteristics of an ultrasound wave coming through tested plastic.

To confirm the formulated hypothesis, samples of selected polymer materials were tested.

3. Ultrasound and ageing tests

Samples of epoxy-glass composite with the TSE-6 symbol were tested, manufactured in the „IZO-ERG” S.A. company in Gliwice. Samples were subjected to accelerated ageing in air at temperatures:

T1 = 453 K (180 °C),

T2 = 473 K (200 °C),

T3 = 493 K (220 °C).

At defined intervals, the group of heated samples was subjected to non-destructive tests on the ultrasound test station, thus identifying the values of diagnostic characteristics and to destructive tests of static bending. 220×20×10mm samples were used. Ultrasound tests were carried out with an ultrasound flaw detector of the UNIPAN company, type 512. A station for ultrasound tests is presented in the Fig. 1.

A time of a sound wave transition through tested samples (τ) expressed in μ s was measured. Sound wave transition velocity through a sample was calculated:

$$v = h / \tau \quad (3)$$

where h is the sample height.

Then, a dynamic E_1 [MPa] modulus of elasticity was identified according to the formula:

$$E_1 = \rho \cdot v^2 \quad (4)$$

where ρ denotes density of the tested plastic.

After ultrasound tests, samples underwent a transverse bend test. The test was carried out on the FPZ 100/1 "Haeckert" company's strength machine in accordance with the PN-EN ISO 178: 1996 standard under the following conditions:

- bending speed: 5 mm/min
- spacing of supports: 160 mm.

The R_g bending strength and the E_g modulus of elasticity were calculated.

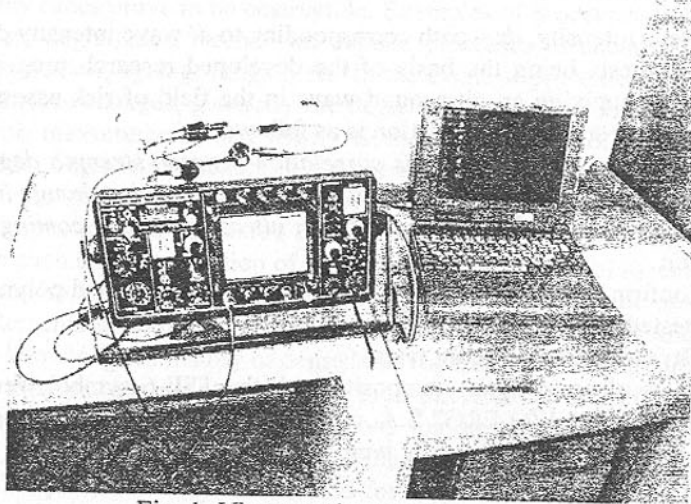


Fig. 1. Ultrasound test station

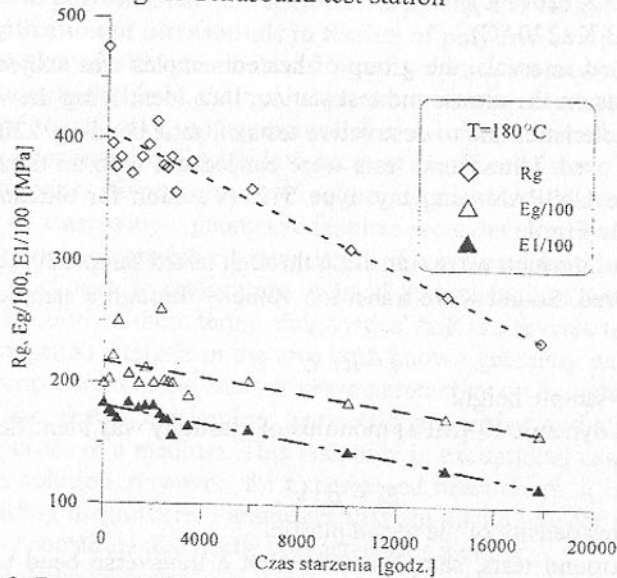


Fig. 2. R_g , E_g and E_I dependences from ageing time at 180 °C

R_g , E_g and E_I dependences to ageing time at different temperatures are presented in a graphic form in the Fig. 2, 3 and 4. The marked lines illustrate diagrams of approximation functions in form of prime polynomials. (R^2) correlation coefficients squares ranging from 0,75 to 0,92 were obtained for R_g and

E_I dependences from ageing time. Whereas, correlation coefficients squares ranged from 0,07 to 0,55 for the E_g dependence from ageing time. Broad scatter of results of elasticity modulus tests, results from inaccuracy of a procedure for identifying this quantity in a bend test as well as from the scatter of the tested composite properties.

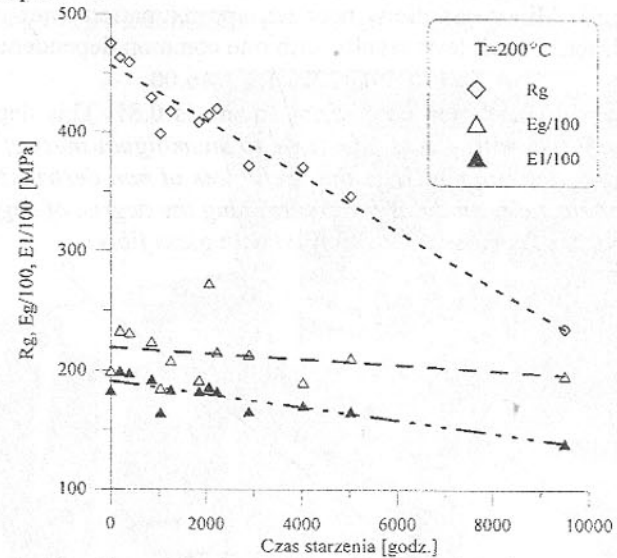


Fig. 3. R_g , E_g and E_I dependence from ageing time at 200 °C

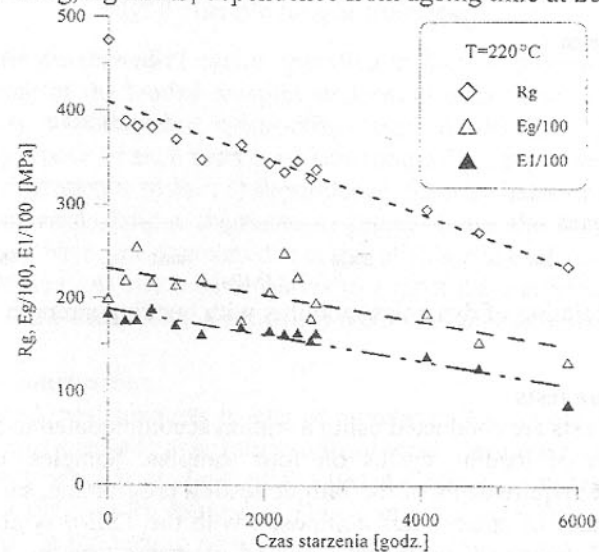


Fig. 4. R_g , E_g and E_I dependence from ageing time at 220 °C

Obtained results indicate that on the basis of changes in a modulus of dynamics, identified in non-destructive, ultrasound tests, one can infer the change in bending strength of the tested composite. It is graphically shown in the Figure 5. Approximation of the $E_1(R_g)$ dependence for consecutive ageing temperatures was conducted using prime polynomials. Correlation coefficients squares ranged from $0,78 \div 0,85$. Minor variations between approximation lines indicate the possibility of describing all tests results with one common dependence:

$$E_1/100 = 0.3272 \cdot R_g + 46.00. \quad (5)$$

The obtained correlation coefficient square is 0,81. This dependence is presented in the Fig. 5 with a thick line. *Due to unambiguousness of the E_1 representation in R_g , one can conclude the usefulness of non-destructive dynamic measurement of elasticity modulus for determining the degree of degradation of strength properties of composites reinforced with glass fibres.*

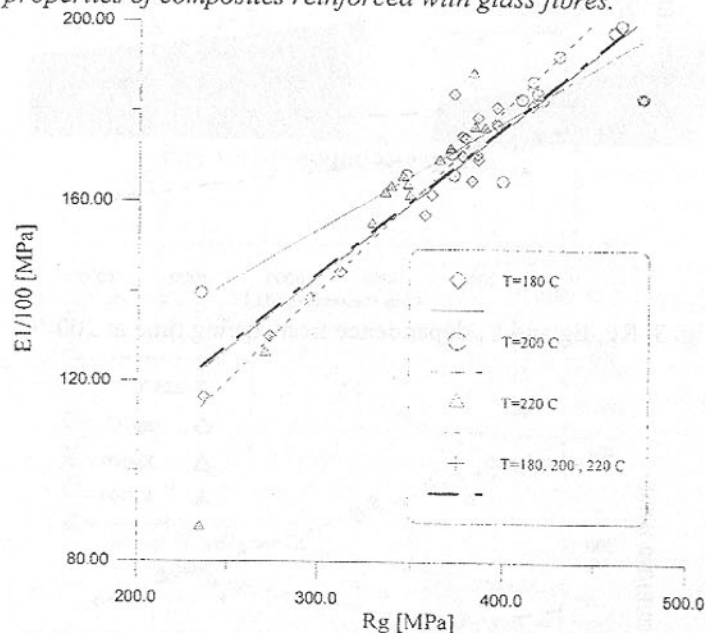


Fig. 5. Relation of dynamics modulus with bending strength of the tested laminate.

4. Fatigue tests

Fatigue tests are conducted using a station accommodated to simultaneous implementation of loading cycles on four samples. Samples are cubicoïd-shaped. For the requirements of the fatigue testing programme, samples cut out from a plate made of epoxy-glass composite with the TSE-6 symbol were prepared, the same composite as the one applied in ageing tests in order to create

additional possibilities of comparative analyses. Loading of samples has a character of non-uniform bending, because samples were blocked from one side in a fixed fixture and kinematical forcing of sample cross section deflection in a place of contact with pusher of a cam-link mechanism being a power transmission system from the main drive shaft of the device was applied (Fig. 6). During the test, loading cycles independently for each of simultaneously tested samples are counted.

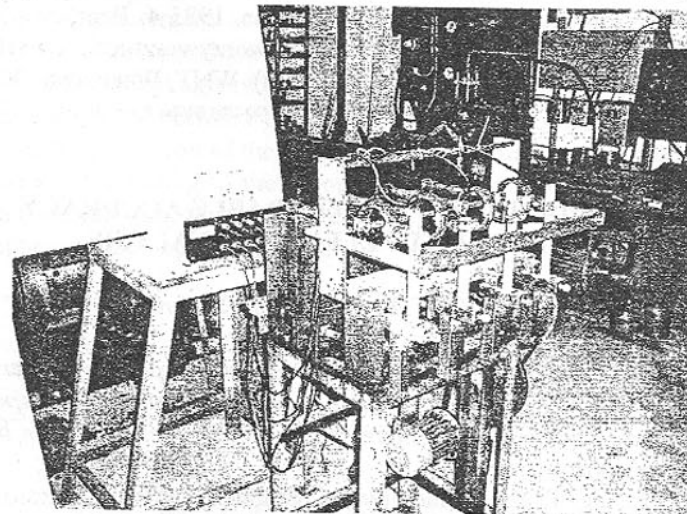


Fig. 6. Sample fatigue test station.

When the number of N cycles specified in the test programme has been performed, some of the loaded samples underwent ultrasound tests to identify $E_1(N)$ elasticity modulus and destructive tests to identify $R_g(N)$ bending strength. The purpose of such tests is to experimentally determine the existence of analogous dependence to the (5) dependence, forming basis of method of diagnostics of materials fatigue degradation degree. Since the fatigue tests programme has not been yet completed, results of this stage of research are not known yet, although partial results allows to expect the confirmation of effectiveness of the non-destructive diagnostics method in this area, as in the case of ageing tests.

5. Final conclusions

Ultrasound measurements results of correlation testing conducted in connection with experimentally determined unequivocal relation between an elasticity modulus and bending strength of the tested material form the basis of the non-destructive diagnostics method of plastic material condition. It may be directly employed in the testing of bearing elements made of polymer materials. However, for quantitative interpretation of results, it is necessary to know diag-

nostic dependences individually identified for the tested material.

References: 1. Śliwiński A.: Ultradźwięki i ich zastosowania (Ultrasounds and their application), WNT, Warszawa 1993 2. Ranachowski J., Malcecki I.: Wyznaczanie metodami akustycznymi dynamicznych modułów sprężystości (Determination of dynamic elasticity moduli with acoustic methods), Zeszyty IPPT PAN, Nr 7 (1999) 3. Grassie N., Scott G.: Polymer degradation and stabilisation, Cambridge University Press, 1985 4. Broniewski T. and others: Metodologia badań i ocena właściwości tworzyw sztucznych (Research methodology and assessment of plastic properties). WNT, Warszawa 2000.

Статья поступила в редакцию 5.06.2002 г.

THE ESTIMATION OF THE PROBABLE ACCURACY USING THE FINITE ELEMENT ANALYSIS

Roșca I. A. (M.T.A., Bucharest, Romania)

This paper suggests a method to estimate the random sample parameters for the burst firing, in the design stage. The calculated estimation of the dispersion is based on the study of simulated displacements on the model of the gun by means of the finite element analysis.

The accuracy of firing, defined by the parameters of the dispersion of the projectiles and by the stability of the mean point, represents one of most important performances, which assures the efficiency of the mounted automatic cannons.

The evaluation of the accuracy is a final stage of development of a such new gun, after manufacturing and testing the prototype. Only after a long time and great expenses we can fire the prototype in order to establish its random sample parameters and to compare them with the demands of the user. This analysis of the results can be followed by validating and certifying this prototype or/and by improvements for increase the performance. New firing tests in order to certify an improved accuracy require to repeat the design - manufacture - test cycle, with the corresponding expenses.

This work suggests a method to calculate an estimation of the probable accuracy in the burst firing, with an application to the 2x30 mm towed anti-aircraft twin gun with automatic cannons. The estimate is based on determining the muzzle characteristics of the oscillatory motion during the continuous firing, by means of Finite Element Procedures. The method accounts too the random deviation due to the proper dispersion of the weapon - ammunition system and due to the clearance of the barrel.

We have simulated the resulting oscillatory motion of the barrels of the twin gun with by means of finite element analysis, with the account of the displacements and deformations in the structure of the cannon - mount system and of the ground.

During the firing the two automatic cannons act on the mount with the recoil/ counter - recoil forces R and with the dynamic moment $F_c \times e$. For the burst firing these forces and moments are periodical functions, with the period T . For the forces and moments acting on the mount we have calculated the angular displacements of the muzzle in elevation (rotation by OY axis) and in traverse (rotation by OZ vertical axis of the traverse bearing), for $0^* \in [0; T/2=60\text{ms}]$ values of the time delay between the shots fired by the cannons. We have calculated the resulting rotation of the muzzle and the partial angular displacement of the muzzle corresponding to the deformations of the ground and the structural components of the gun: the ground and the platform; the ground, the platform and the upper mount (fig. 1 and fig. 2).

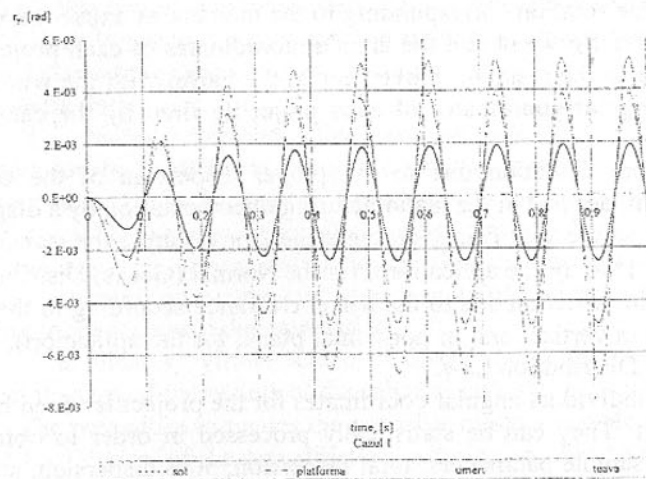


Fig. 1. The resulting rotation of the muzzle in elevation (time delay $0^*=30\text{ms}$)

We can observe the transitory regime of a progressive increase of the rotation amplitude till the fifth salvo, when the value become steady.

The simulation by Finite Element Procedure allows to assess the weight of the resulting muzzle displacement in the dispersion and the weight of the each structural component displacement too. This assessment permits to analyse the correctness of the constructive design and to decide any improvements in order to decrease the angular displacements.

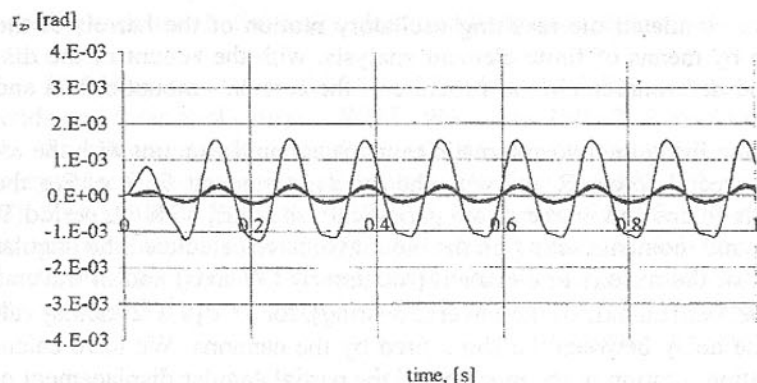


Fig. 2. The resulting rotation of the muzzle in traverse (time delay $0^*=30\text{ms}$)

Knowing the variation with the time of the muzzle resulting angular displacement and the travel time of the projectile in the bore we can calculate the value of the muzzle rotation corresponding to the moment of expulsion of each projectile in a burst. So we obtain the angular coordinates of each projectile at the expulsion due to the resultant movement of the barrel with the whole gun. The individual angular coordinates of each projectile fired by the cannons is added to:

- the random deviation due to the proper dispersion of the cannon-ammunition system, defined in the manufacturing documentation by a dispersion parameter for the single shot firing, on the stand (for example the standard deviation $\Phi_y = \Phi_z = 1\%$, for the application), for the Normal (Gauss) Distribution;
- the random deviation due to the barrel clearance according to the documentation ($\pm 3\%$ in vertical and in horizontal plane, for the application), for the Equal Probability Distribution Law.

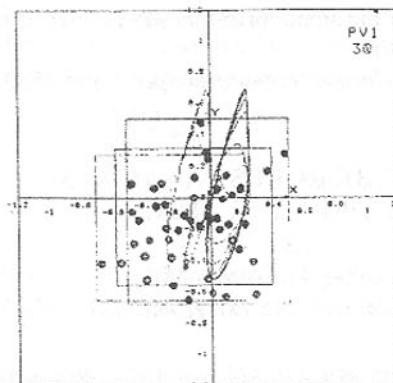
So we obtain the individual angular coordinates for the projectiles fired by each cannon in a burst. They can be statistically processed in order to obtain the probable random sample parameters: total dispersion, 50% dispersion, standard deviation, deviation of MPI to AP.

A graphical image of the estimated dispersion can be obtained as a alleatory screen of the projectiles dispersion at the 100m range. In order to achieve this screen we have to plot the muzzle angular displacement in the burst firing in the rectangular system of coordinates XOY.

Knowing the time of the projectile travel in the bore, the position of the successive projectile fired by each cannon in the burst results on these curves. So we obtain the virtual screen of the projectile ideal dispersion due to the resulting vibration of the barrel (fig.3).

The coordinates of this ideal points of impact on the virtual screen has to

be added to the random deviation of each projectile in the burst, due to the proper dispersion of the cannon-ammunition system and to the total barrel clearance.



| Seria | Marimea | X [m] | Y [m] |
|-------|----------|--------|--------|
| I | PM | -0.133 | -0.169 |
| | σ | 0.262 | 0.249 |
| | D | 0.927 | 0.820 |
| II | PM | -0.066 | -0.127 |
| | σ | 0.299 | 0.291 |
| | D | 0.967 | 1.131 |
| III | PM | -0.104 | -0.175 |
| | σ | 0.243 | 0.278 |
| | D | 0.878 | 0.883 |
| Media | PM | -0.101 | -0.157 |
| | σ | 0.268 | 0.273 |
| | D | 0.382 | 0.945 |

I. Plan de tragere longitudinal

Fig.3 The virtual alleatory screen of the projectiles dispersion, for the time delay $\tau^*=30\text{ms}$ between the cannons; the random sample parameters for three bursts of 2×8 rounds automatic firing 500 round/minute

Conclusions

- The proposed method allows to calculate the probable dispersion parameters for the burst firing, using the simulation of the resulting motion of the barrels by the Finite Element Procedures, with the account of displacements in the deformable weapon - cradle - upper mount - lower mount - ground system; the resulting dispersion includes also the proper dispersion of the weapon - ammunition system and that due to the clearance of the barrels, according to the technical documentation.

- The alleatory virtual screen of dispersion at the range of 100m is a graphical image of the results of the calculus and of the dispersion.

- The procedure estimates the probable random sample parameters in the stage of final design of the gun structure, offering an objective criterion for the necessity of any improvements or for the assessment and for the validity of the prototype of a gun: the estimated probable dispersion of the projectiles.

- The suggested method offers a possibility for a preliminary assessment of the accuracy before manufacturing the prototype and testing it by firing.

- The simulation of the resulting oscillatory motion of the muzzle during the burst firing and the based on it assessment method of the probable dispersion assure a thorough research and validation of the design using the criterion of accuracy, for a large diversity of firing conditions.

References: 1. Bathe K.J. Finite Element Procedures, Prentice-Hall Inc.,

1996. 2. Moraru F. Elemente de teoria estimației cu aplicații în balistică, București, Editura Academiei Militare, 1979. 3. Năstăsescu V. Metoda elementelor finite, București, Editura Academiei Tehnice Militare, 1995. 4. Roșca A. Rezultate ale simulării vibrației țevii tunurilor automate prin metoda elementului finit, Chișinău, Meridian Engineering nr.2/2002

Статья поступила в редакцию 25.05.2002 г.

ASPECTS REGARDING THE ROBUST ANALYSIS OF AUTOMATIC TECHNICAL SYSTEMS

Rosnițhe G., Cherecheș T., Bunca M.

(Military Technical Academy, Bucharest, Romania)

This paper deals with aspects regarding uncertainty when studying any automatic system, as well as the way to assess the system's performances and stability in conditions of uncertainty.

Introduction

The actual systems are characterized by various types of uncertainties. Thus, the mathematical models and the parameters of systems are only approximated because of their variation during the functioning; moreover, the input values are unknown, which also leads to indefiniteness in evaluating the output values. Hence, we can say that nothing is precisely known when studying any system's dynamics.

Therefore, there are several types of structural uncertainties, corresponding to the typical structures of systems:

- parametrical uncertainties;
- uncertainties in the input-output description (IO), that is uncertainties in the transfer function;
- uncertainties in the input-status-output (ISO) description, that is uncertainties due to differential and finite differences equations;
- uncertainties of non-modeled dynamics, encountered at high frequencies.

The parametric uncertainties may occur in all other forms; this is also possible that all types display uncertainties in assessing the input and output measurements.

The representation of uncertainties is usually done in a specific form. In this respect, the linear fractional transformations (LFT) and the signal transfer equations are used in systems theory.

Elements of robust analyses of automatic technical systems

Studying any automatic technical system, with or without uncertainties,

means the system's analysis and synthesis. Robust analysis is intended to determine the system's performances and stability in conditions of uncertainty.

We are presenting below the main elements of Kharitonov theorem, increasingly used in the automatic systems' robust analysis.

With this purpose, we are considering a continuous n-order SISO (Single Input Single Output) system, described by the following IO equation:

$$a_n \frac{dy^{(n)}(t)}{dt^n} + a_{n-1} \frac{dy^{(n-1)}(t)}{dt^{n-1}} + \dots + a_2 y''(t) + a_1 y'(t) + a_0 y(t) = b_m \frac{du^{(m)}(t)}{dt^m} + b_{m-1} \frac{du^{(m-1)}(t)}{dt^{m-1}} + \dots + b_2 u''(t) + b_1 u'(t) + b_0 u(t) \quad (1)$$

where the coefficients a_i and b_j are time-variable, that is the coefficients vary within certain limits (between the minimum indexed "m" and the maximum indexed "p"):

$$a_j \in [a_{im}; a_{ip}]; b_j \in [b_{jm}; b_{jp}]; i = 0 \div n, j = 0 \div m \quad (2)$$

In this context, we can say that the system (2) is *unstationary* (with variable coefficients). In order for system (2) to be stable, it is necessary (though not sufficient) that all coefficients a_i be strictly positive.

Using coefficients a_i and following the below mentioned rules, we can build 4 Kharitonov polynomials with constant and positive coefficients:

$$\text{"p-p-m-m" alternations: } A_1(s) = a_{0p} + a_{1p}s + a_{2m}s^2 + a_{3m}s^3 + a_{4p}s^4 + a_{5p}s^5 + \dots \quad (3)$$

$$\text{"m-m-p-p" alternations: } A_2(s) = a_{0m} + a_{1m}s + a_{2p}s^2 + a_{3p}s^3 + a_{4m}s^4 + a_{5m}s^5 + \dots \quad (4)$$

$$\text{"m-p-p-m" alternations: } A_3(s) = a_{0m} + a_{1p}s + a_{2p}s^2 + a_{3m}s^3 + a_{4m}s^4 + a_{5p}s^5 + \dots \quad (5)$$

$$\text{"p-m-m-p" alternations: } A_4(s) = a_{0p} + a_{1m}s + a_{2m}s^2 + a_{3p}s^3 + a_{4p}s^4 + a_{5m}s^5 + \dots \quad (6)$$

Similarly, using coefficients b_j and following the same rules, we build 4 Kharitonov polynomials with constant (though not necessarily positive) coefficients:

$$\text{"p-p-m-m" alternations: } B_1(s) = b_{0p} + b_{1p}s + b_{2m}s^2 + b_{3m}s^3 + b_{4p}s^4 + b_{5p}s^5 + \dots \quad (7)$$

$$\text{"m-m-p-p" alternations: } B_2(s) = b_{0m} + b_{1m}s + b_{2p}s^2 + b_{3p}s^3 + b_{4m}s^4 + b_{5m}s^5 + \dots \quad (8)$$

$$\text{"m-p-p-m" alternations: } B_3(s) = b_{0m} + b_{1p}s + b_{2p}s^2 + b_{3m}s^3 + b_{4m}s^4 + b_{5p}s^5 + \dots \quad (9)$$

$$\text{"p-m-m-p" alternations: } B_4(s) = b_{0p} + b_{1m}s + b_{2m}s^2 + b_{3p}s^3 + b_{4p}s^4 + b_{5m}s^5 + \dots \quad (10)$$

We can build now 16 transfer functions using the 8 polynomials:

$$W_{ij}(s) = \frac{B_j(s)}{A_i(s)}; \quad j = 1 \div 4; \quad i = 1 \div 4 \quad (11)$$

Kharitonov Theorem allows the study of system's stability and the estimation of its performance, by means of the polynomials and transfer functions which were previously presented, similarly to the stationary systems:

- a system has **robust stability** if all roots of the characteristic equations $A_i \neq 0$ are real and negative or / and complexly conjugated with negative real parts. In other words, a system is characterized by robust stability if all poles of transfer functions $W_{ij}(s)$ are located in the left complex half-plane of variable s .

- performance of the nonstationary system are determined by taking into account all characteristic polynomials A_i and all transfer functions $W_{ij}(s)$ and by choosing the most disadvantageous values (e.g. maximum value for the system's response time, minimum value for the amplitude / phase reserve of stability). If all performances satisfy the requirements, we may say that the system offers **robustness of performance** in conditions of uncertainty.

In the case of uncertainty systems, we obtain families of curves (also enveloping curves) of the transitory processes (in terms of time), as well as Nyquist, Bode and Nichols diagrams' (in terms of frequency).

For the study of stability one may apply the criteria for stationary systems (algebraic, matrices, frequency). For instance, *Nyquist criterion* is expressed as in *case1*: a system with unit negative feedback, which is stable in open status will be stable in closed status if the Nyquist *envelope* doesn't make a clockwise round about the critical point C (-1;0).

Example

Study of stability and performance of a SISO system with unit negative feedback, described in open status by the differential equation:

$$a_3 y'''(t) + a_2 y''(t) + a_1 y'(t) + a_0 y(t) = b_1 u'(t) + b_0 u(t) \quad (12)$$

where the coefficients vary within the following ranges:

$$a_3 \in [2;3]; a_2 \in [5;6]; a_1 \in [5;8]; a_0 \in [4;5]; b_1 \in [3;6]; b_0 \in [8;11] \quad (13)$$

It is noticeable that:

$$a_{3m} = 2; a_{3p} = 3; a_{2m} = 5; a_{2p} = 6; a_{1m} = 5; a_{1p} = 8; a_{0m} = 4; a_{0p} = 5 \quad (14)$$

and also: $b_{1m} = 3; b_{1p} = 6; b_{0m} = 8; b_{0p} = 11 \quad (15)$

Using Matlab we are presenting the 16 curves of the Nyquist diagram in figure 1, corresponding to the 16 transfer functions. Curves 1, 2 and 3 mark the Nyquist envelope for positive frequencies.

The origin of curves is point A. The diagram also plots critical point C(-1;0). From the diagram we can infer that the pair ($A_1 - B_1$) of polynomials leads to instability. The above-mentioned instability can also be noticed from the system's response, shown in figure 2.

Figure 3 presents Bode diagrams, while figure 4 plots corresponding Nichols diagrams. The last graph also shows the unstable solution, that is the one which surrounds the point (-180;0).

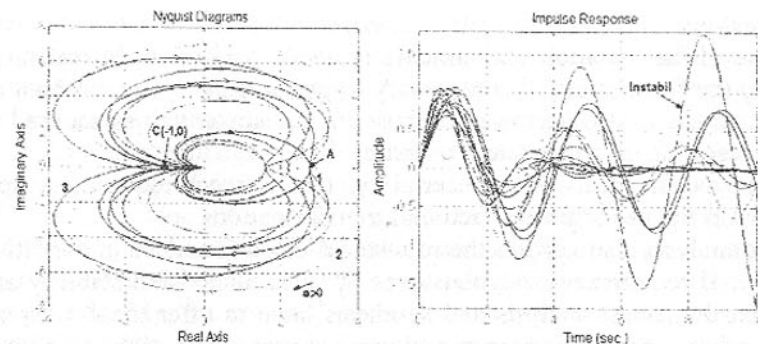


Fig.1

Fig.2

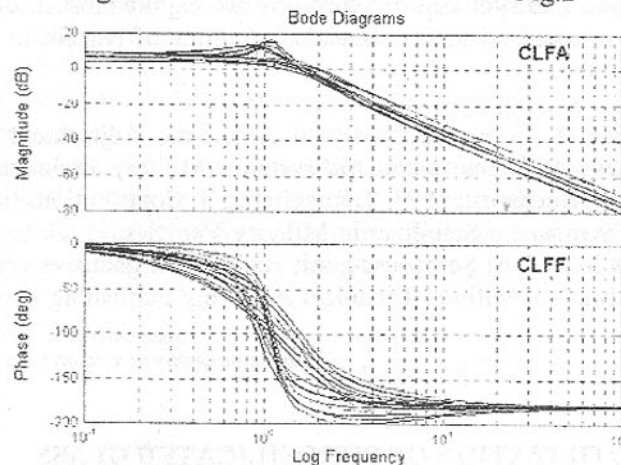


Fig.3

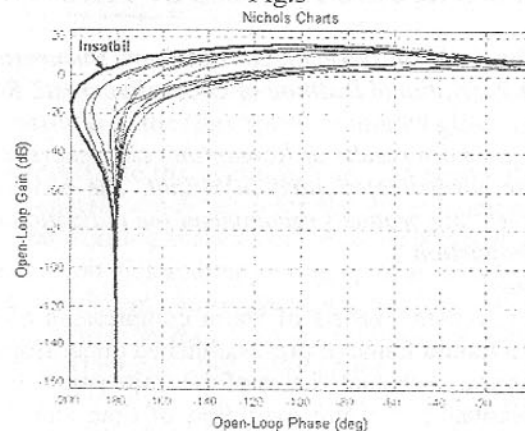


Fig.4

Conclusions

Because of the variation of automatic systems' parameters in real time or / and during the functioning, it is necessary to perform the system' robust analysis. This analysis is also necessary because the parameter values adopted in design or in research are more or less realistic.

Robust analysis deals with uncertainty, this concept requiring a specific method that is the use of linear fractional transformations.

Robust analysis also verifies the robustness of performance in conditions of uncertainty. If requirements of robustness of performance and stability are imposed, then the robust analysis and synthesis have to offer the corresponding range of variation for the horizontal and vertical parameters of the stabilizer.

Robust analysis and synthesis are currently among the most discussed problems, not only in terms of theory, but also in terms of respect to specialized software applications.

References: 1. Copae, I. Theory of Automatic Adjustment Applied to Military Vehicles. Non-linear automatic systems. Military Technical Academy Publishing House, Bucharest, 1998. 2. Rosniște, G. Contributions to Studies on the Working of Armament Stabilizer in Military Vehicles. Ph.D. thesis, Bucharest, 2001. 3. Quinquis, A; Șerbănescu, Al; Rădoi, E. Signaux et systemes. Applications sous Matlab. Military Technical Academy Publishing House, Bucharest, 1998.

Статья поступила в редакцию 25.05.2002 г.

UTILIZATION OF BOROSILICATED GLASS IN THE EXTRUDING PROCESS OF TITAN PIPES

Russu M, Enache C (Military Technical Academy, Bucuresti, Romania),
Nicolescu D.P. (National Institute of Glass, Bucuresti, Romania)

The paper presents the main results of Romanian researchers concerning titan extrudates which use borosilicated glass lubricant. The exceptional quality of the surfaces of the resulting products recommend the utilization of such technology in the special production.

1. Introduction

The extruding process consists of warm compression of cylindrical pre-heated pre-forms in a mould frame of pre-established dimensions taking into the account the dimensions and characteristics of the finite part to be realized.

The main advantages of warm extrusion of titan alloys are the formed possibility to obtain pre-formed parts or parts that cannot be obtained by other

plastic deformation processes; the decrease in the consume in materials and the elimination of splintering; high dimensional precision and high quality of both exterior and interior surfaces; lower costs than in the case of the utilization of other technological procedures.

The main disadvantages are decreased durability of the extrusion die and the lack of uniformity of deformations.

The main factors, influencing the final characteristics of the output parts obtained by using such extrusion procedure are: composition, structure and mechanical properties of the titan alloy; the type of equipment used – guiding accuracy and their rigidity; the accuracy of the devices and tools used; the properties of the lubricant; the quality of the degreasing and the intermediary thermic treatments; the observance of the technological conditions of fabrication; the value and nature of the forces appearing in the extrusion process; the speed and the degree of deformation.

A determining factor in achieving a higher quality of the surfaces as well as a bigger productivity is the friction coefficient μ .

The friction mechanism in the contact area between the melt glass and the extrusion die wall, shown in fig. 1. Is based on the coulombienne friction phenomenon (the fluid slips on the wall) starting from the coulombienne friction law we can determine the friction coefficient by:

$$\mu = \tau_p / p \quad (1)$$

when: p = extrusion pressure; τ_p – tangent tension

$$v_s \equiv v_p / 2 \text{ when } (\mu_{ps} \equiv \mu_{ms})$$

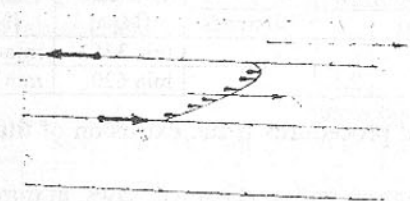


Fig. 1. The repartition of the flow speed of molten glass during extrusion

The failures specific to the extruding part can be avoided by reducing the friction forces tools-metals which get deformed, by utilizing accurate lubricants; a fine finishing of the working surfaces of the tools; an accurate execution of the geometry of the extrusion dies and the setting up of an optimal extrusion regime.

The friction coefficient can be decreased by; lubrication of the extrusion dies; graphite made extrusion dies (which is more expensive but it ments the high mechanical strains) molten glass lubrication.

When using molten glass, the friction coefficient between the glaass and the steel the extrusion die is made om of is small and therefor the extrusion

speed is determined by the internal friction of the constituent element of the metal volume and not by the form or dimensions of the extrusion die.

We are in favour of the utilization of a performant lubricant (glass powder) for the following reasons:

- it helps the plastic deformation as a separation agent between the part and the extrusion die.

- it does not react chemically with the part of the extrusion die.

- it puts an anticorrosive protection layer on the surface of the part.

- it is sufficiently thin.

- it help achieving a high quality of the surfaces.

- it reduces heat losses.

- it can be easily removed from the surface of the extruded product.

- it improves the extrusion conditions and reduces the wear of degree of

the tools utilising as lubricants powders of borosilicated glass in our research titan pipes have been obtained with a large range of thickness for exterior diameters between 50 – 150 mm and lenghts between 500 and 800 mm.

2. Some aspects concerning the technological process. Materials and alloys.

The research has used two types of materials of titan allowy with determined characteristics presented in table 1.

Table 1

| No. | Material | Compozition [%] | | | | Resistance to tear [Mpa] | Resistance to flow [Mpa] | Prolongation [%] |
|-----|--------------|-----------------|----|-----|-----------|--------------------------|--------------------------|------------------|
| | | Ti | Al | V | Diferends | | | |
| 1. | Titan grad 2 | 98,8 | - | - | 1,2 | min 345 | min 275 | 20% |
| 2. | Titan grad 9 | 94,5 | 3 | 2,5 | - | min 620 | min 483 | 15% |

The main technological procedures fr the extrusion of titanium pipes are the following:

a) semi-finished part cutting with mechanical saws, at dimensions calculated in accordance with the dimensions of the finite products (the pipes).

b) drilling of semi-finished parts cut with devices and special tools to ensure an accurate centring and quality deep holes.

c) degreasing in salt bath, followed by heating in an oven with induction at 950-1100°C.

d) lubrication with glass powder in the interior and at exterior.

e) enlayement of the interior diameter on a hydraulic press.

f) heating in an induction oven, lubrication at the exterior and extrusion on a press of 260 tf. In figure 2 there is presented the modality to obtain tubular profiles by direct extrusion ut of semi-finished parts previously drilled.

g) thermic treatments to obtain the final characteristics of the pipes, whih

the same phisical mechanical parameter, of the initial semi-finished part..

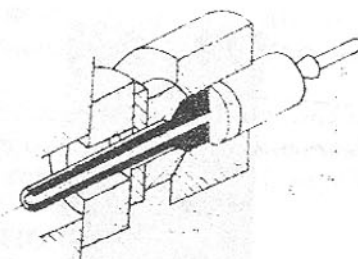


Fig. 2. Extrusion of tubular profiles

1 – semi-finished part initial and final; 2 – dom; 3 – welding rod; 4 – container; 5 – extrusion die; 6 – mould base; 7 – device ring.

3. Glass powders

As lubricant glass for warn extrusion has ben used since 1940 the final chemical composition being a problem not yet solved.

The phisical and chemical properties, i. e the chemical composition of lubrication glass are established in accordance with the type and degree of the al- lorging degree of the metal to be extruded.

The extrusion force when glass lubrication applies is about three times less thain when extrusion without glass applies.

The results obtained in our research showed that for extrusion of titanium semi-finished parts glass powders care be used optimally having the characteristics presented in tables 2 and 3:

Table 2

| No | Glass powder | Compozition [%] | | | | | | | |
|----|--------------|------------------|--------------------------------|------|-------------------------------|------------------|-------------------|------|------------------|
| | | SiO ₂ | Al ₂ O ₃ | Mg O | B ₂ O ₃ | K ₂ O | Na ₂ O | Ca O | TiO ₂ |
| 1. | Var.I | 37,7 | 1,7 | 4,8 | 31,6 | - | 16,7 | 7,5 | - |
| 2. | Var.II | 35 | 3 | - | 16 | 10 | 26 | - | 10 |

Table 3

| No | Density [Kg/dm ³] | Coefficient Of dilatation [gr.C ⁻¹] | Temperature of start of melting [°C] | Temperature of end of melting [°C] | Granulation [mm] |
|----|-------------------------------|---|--------------------------------------|------------------------------------|------------------|
| 1 | 2,75 | 9,2.10 ⁻⁶ | 580 | 750 | 00,25±0,65 |
| 2 | 2,6 | 13,5.10 ⁻⁶ | 500 | 620 | ~0,074 |

The profile of an extruded part and the quality of its surface are illustrated in fig.3.

In the figure the visible fibrage on the increased cronectegri shows the flow in the vicinity of there irregularities.

The irregularities on the surface can be avoided by decreasing the viscosity of the glass.

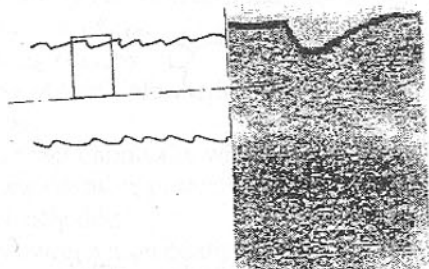


Fig. 3. Irregularities on the surface of an extruded part

The powder in variant I is used to lubricate the interior of the tubular profiles (pipes) and variant II for external lubrication.

If it is wished that the glass powder form an anticorrosive protection layer on the finite part there should be considered the uniformity thickness and coverage quality (pores, exfoliation, uncovered surface etc.).

The quality of the glass layer depends on the way it behaves during extrusion. Taking into account the extrusion pressure and the temperatures at which extrusion occurs, the viscosity is function of the intermolecular forces, depending to a great extent on the intermolecular distances.

4. Conclusions

The paper highlights the research for finding a lubricant capable to influence the production of superior quality titanium pipes. Using glass powders having the characteristics mentioned above parts accurate in form and dimensions have been obtained with a decrease of the fabrication costs by eliminating the splintering mechanical works and increasing the utilization degree of the material exceeding 75%.

References: 1. V.I. Popescu, The forging and the extrusion of the metals and alloys, Didactic and Pedagogic Publishing House, Bucharest, 1976. 2. G. Nolle, The glass technology, Technical Publishing House, Bucharest, 1981. 3. M. Russu, Doctorate Thesis, MTA Publishing House, 1997. 4. L.N.S., Researching Contract 192/2, 2001.

Статья поступила в редакцию 25.05.2002 г.

A NEW SOLUTION FOR TUBING AND CASING JOINT

Sârbu I., Stirbu I.C., Murărașu E.

"Gh. Asachi" Technical University, Iasi, Romania

The paper presents an integral joint for tubing and casing. The performances of joint are determined by calculus and by experimental tests. The ends of the pipes are deformed in cold conditions. This joint is applied in the extractive oil and gas industry.

1. INTRODUCTION

This joint is realized for the entire cross section of the pipe utilization (the diameters of the pipe are D and d , in figure 1). The box was produced after the pipes widening (in cold conditions) and the pin is the compressed end of the pipe in the same technological conditions.

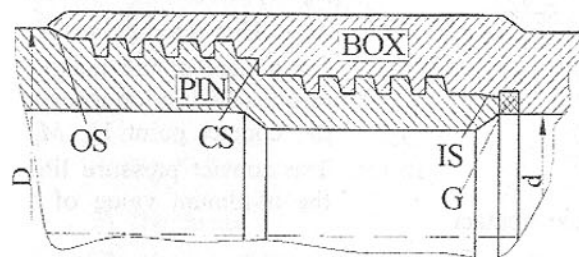


Fig. 1. The aspect of the joint

The threaded joint is achieved in two steps and its aspect is presented by figure 1. The two steps have a cylindrical butters thread with two different middle diameters but with the same pitch and height. The outer and the inner diameter of the joint are limited by the well and by the drift, respectively, for any pipe diameter and wall thickness.

The most of the components of the joint are loaded by: the column length (traction for the pipes and the critical sections of the joint and for the thread); the make up torque (the thread and the seals); the inner and the outer pressure (the pipe and the joint); the bending of the column (the critical cross section of the joint).

A theoretical analysis of the joint shows the necessity of the determination of the joint dimensions and of the steel of the pipes.

The processing accuracy is very important for the joint and its optimum functioning.

The experimental tests have the object to verify the dimensions and the pipe and joint resistance. The joints of that type are realized under an original patent at the PETROTUB S.A. Roman, Romania. The joints are used in the extractive oil and gas industry. The experimental test was developed on experimental rigs and at the well, under real functioning conditions.

2. THEORETICAL APPROACH

The theoretical analysis of an integral joint for tubing and casing raises some few problems.

1) The seals functioning

The inner seal (IS in fig. 1) - is a Hertzian metal/metal contact; its aspect

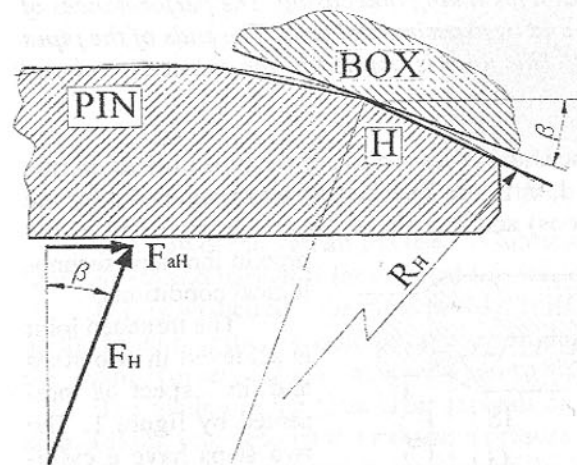


Fig. 2. The inner Hertzian contact

is presented by figure 2. The two straight lines materialize the sphere of the pin (R_H radius). The normal load F_H (keeping the contact stresses under a limit imposed by the material of pipe) produces an axial load F_{aH} . This force generates a component of the make up torque (the friction torque in the contact point H, M_{a1}). The contact pressure limits the minimum value of the

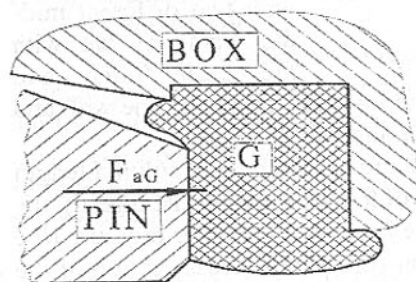


Fig. 3. The seal with gasket

contact stresses, because of the sealing functioning.

The seal with the plastic material gasket G is described in figure 3. The gasket is only an anticorrosive barrier and can be used or no, to satisfy the user's desire. The axial load F_{aG} is introduced by the make up torque. This load is placed between the limits imposed by the sealing functioning and the gasket resistance. The friction moment between the end of pin and the gasket, M_{a2} , represents another component of the make up torque. The gasket may be reinforced with fiberglass.

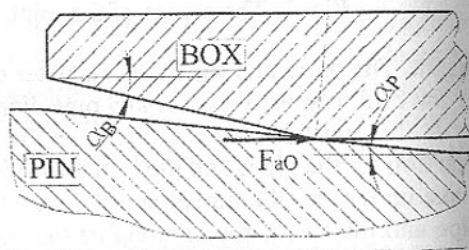


Fig. 4. The outer seal

The outer seal (OS in fig. 1) is of metal/metal type; its aspect, before deformation of the components is presented by figure 4. The angles of the pin and box (α_P and α_B) are selected to obstruct the lock of the pin inside the box. Thrust load F_{aO} (between the limits imposed by the box resistance and the sealing) generates a friction moment M_{a3} , as a component of the make up torque.

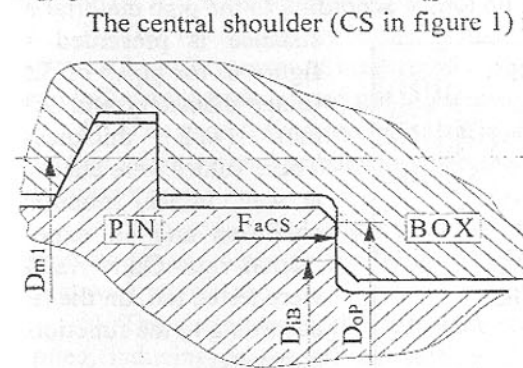


Fig. 5. The central contact

The central shoulder (CS in figure 1) is the surface of the make up torque limitation. The contact surface and the pressure on this surface are two very important parameters, because of the sizes and the clearances between the pin and the box. The aspect of the central shoulder contact is presented by figure 5, where F_{aO} is normal load on contact; the friction moment is M_{a4} . The limits are the minimum pressure on the shoulder and (as maximum value) about 50% of yield limit.

2) The thread

The thread, defined on two middle diameters, $D_{m1,2}$, for each step, is loaded, in the moment of mounting by the axial force:

$$F_{aT} = F_{a1T} + F_{aG} + F_{aO} + F_{aCS} \quad (1)$$

which produce the moment:

$$M_T = F_{aT} \frac{D_{mT}}{2} \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \rho), \quad (2)$$

where, D_{mT} , α and ρ are specific for the selected thread.

3) The make up torque

The make up torque, imposed by the designer of well is:

$$T = \sum M_{ai} + M_T \quad (3)$$

and its determination finishes the joint calculus.

4) The loads of joint

The length of the column brings about the joint traction, in the critical cross section; the make up torque is a torsion moment, for the same section. The fold of the column induces bending stresses in the same section of joint. The other stresses (inner and outer pressure as example) load especially the pipe and less the joint. The calculus for these parameters is based on API recommendations.

3. RESULTS

1) The efficiency of the joint is determined like the ratio between the critical cross section of the joint and of the pipe. The critical area for joint is placed on the pin or on the box that depends on the joint geometry. The wall thickness of the pipe is the final factor of the efficiency.

2) The evolution of the make up torque according to the pipe material resistance is presented by figure 6, for pipes of 5.5" (outer diameter) and 9.17 mm (wall thickness). These values were checked at well, in real mounting condition and on experimental rigs. Other values were tested too, on the rigs according to the functional parameters.

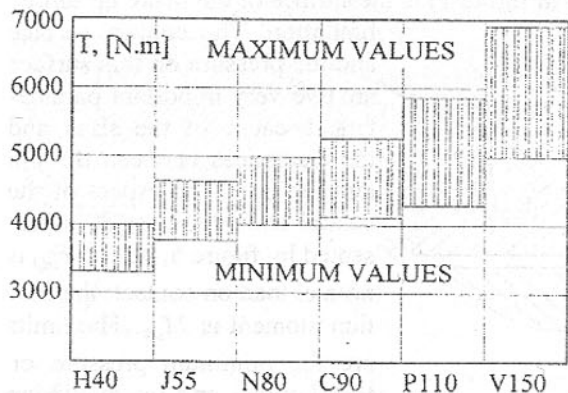


Fig. 6. Material influence on the make-up torque.

1 shows some results only. The pressure was realized with water, for the same dimensions pipes.

Table 1

| Specimen | Inner pressure, [MPa] | Traction force, [N] | Results (sealing efficiency) |
|----------|-----------------------|---------------------|------------------------------|
| 1 | 70...71 | 800,000 | Losses=0 for 3.5 hours |
| 2 | 71...73 | 850,000 | Losses=0 for 72 hours |
| 3* | 69 | 780,000 | Losses=0 for one hour |

* - test on joints without gasket.

4) The sealing functioning and the joint resistance were tested with inner pressure applied by liquid nitrogen. The pressure brought about traction stresses in the minimum cross section of the joint as the yield limit of pipe material. All seals perfectly functioned.

5) The bending of the column was imitated on the rig for a deformation of 10⁰/10 m length. This supplementary load reduces the joint traction efficiency with 50%, according to API conclusions, but the resistance of the joints and the sealing functioning were perfect too.

6) The time of the screwing was reduce with 30...50 %, compared to the classic joints with tapered thread. The resistance of the thread is remarkable in

the conditions of repeatable screwing, if the thread is phosphatized.

4. CONCLUSIONS

1) The new original joint was realized under a personal license for a large dimensional field of pipes.

2) The joint design was developed in steps, based on the personal experience and on API recommendations.

3) The results of the experimental tests (sever modes) show that the joints reach performances at least equal to those achieved by the famous companies producing petroleum and gas implements.

4) The correct functioning of the joints shows that the circuit conceiving as design - fabrication has been an optimum way; the fabrication accuracy plays a prominent part.

5) The sealing test under inner pressure shows a perfect behavior of all specimens, even under the condition of liquid nitrogen tests. The tests without gasket were perfect too.

6) The testing traction forces were considerable. Thus, thrust loads were applied, inducing, in the critical section of the joint, stresses about the yield strength.

References: 1. Gafitanu, M., Stirbu, C. - *Tubing and Casing Joint*, Patent no. 106902 C1, OSIM, Bucharest, 1994. 2. Gafitanu, M.D, Stirbu, C. - *Original Joint For Casing And Tubing. Theoretical Analysis*. Proceedings of The 26 - Th Israel Conference on Mechanical Engineering, Haifa, 1996, 154 -156. 3. Gafitanu, M.D., Grigoras, S. and Știrbu C. - *Functional Aspects Of A Thread Joint For Tubing And Casing*, Second WORLD TRYBOLOGY CONGRESS, Vienna, 2001, 693. 4. *** - *Bulletin on Formulas and Calculations for Casing, Tubing, Drill Pipe and Line pipe Properties*. API-5C3, American Institute, Dallas, 1994.

Статья поступила в редакцию 25.05.2002 г.

TRANSFORMATION OF MATRIX HYBRID GRAPHS INTO BLOCK DIAGRAMS AS A METHOD OF ANALYSING OF VIBRATING MECHANICAL SYSTEMS

Świder J., Wszolek G.

(Silesian University of Technology, Gliwice, Poland)

In the article a new analysing method of 3-dimensional, complex mechanical systems with linear couplings, structurally and geometrically heterogeneous and subjected to polar and flow sets of functions at the same time has been intro-

duced. The method is connected with a matrix hybrid graph - with combined features of both flow and polar - (mgh) transformation into the matrix block diagram. That graphs are isomorphic with the structure of a discrete model of the mentioned mechanical system.

1. Introduction

The hybrid graphs method has been worked out in the work [1] and fully developed to the matrix hybrid graphs method in work [2]. It gives the possibility to test 3-dimensional, multi-input and multi-output dynamical systems, which are heterogeneous, due to the configuration of mechanical variables, and to the characteristic distribution of the parameters of elements making up the model. However, that method does not give the possibility to test non-linear mechanical systems or to generate their time responses. The solution of this problem is to make transformation of matrix hybrid graphs to block diagrams and prepare comprehensive analysis, using an available and professional computer software intended for block diagrams analysis - MATLAB-SIMULINK [3].

2. The algorithm of a transformation of matrix hybrid graphs into block diagrams

- ◆ Projection resulting from the cyclomatic principle of a matrix hybrid graph (mgh):

$$[11S \quad 12S \quad 13S \quad 14S] \begin{bmatrix} 30B_{11} & 30B_{12} & 1 & 0 \\ 30B_{21} & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}^T = 0. \quad (1)$$

Meanings of the symbols of equation (1):

$[11S]_{1 \times 3sm}$ - an active generalised co-ordinates matrix, $[12S]_{1 \times 3sk}$ - passive generalised co-ordinates matrix,

$[13S]_{r \times 3sm}$ - an elastic-damping element dislocation matrix, $[14S]_{1 \times 3sm}$ - dynamical excitation dislocation matrix, $30B_{11}$, $30B_{12}$, $30B_{21}$ - submatrices of the coupled contours matrix $3B$ [2] of an mgh, $20B_{11} = -30B_{11}^T$ and $20B_{21} = -30B_{12}^T$ - submatrices of the coupled cuts matrix $2B$ [1] of an mgh.

After transformation form (1) to a form:

$$[13S] = ([11S \quad 0_{1 \times 3sk}] + 12S [0_{3sk \times 3sm} \quad 1_{3sk \times 3sk}]) \begin{bmatrix} 20B_{11} \\ 20B_{21} \end{bmatrix}, \quad (2)$$

it can be directly converted to inputs, functional blocks and output of a block diagram sum node (fig. 1).

- ◆ Projection resulting from the vertex principle of a matrix hybrid graph (mgh):

$$[21S \quad 22S \quad 23S \quad 24S] \begin{bmatrix} 1 & 0 & 20B_{11} & 20B_{12} \\ 0 & 1 & 20B_{21} & 0 \end{bmatrix}^T = 0_{1 \times 3s(n+k+m+s)}. \quad (3)$$

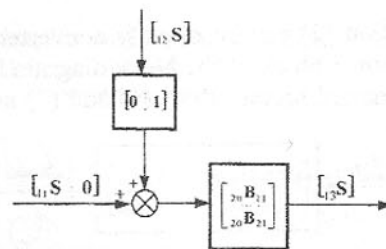


Fig. 1. A part of a block diagram obtained from equation (2)

Meanings of the symbols of equation (3):

$[21S]_{1 \times 3sm}$ - generalised inertia forces of an inertial elements matrix, $[22S]_{1 \times 3sk}$ - generalised forces of a kinematical excitation elements matrix, $[23S]_{1 \times 3sm}$ - generalised forces of an elastic-damping elements matrix, $[24S]_{1 \times 3sm}$ - generalised forces of a dynamical excitation elements matrix,

After transformation form (3) to a form:

$$[21S \quad 22S] = -[24S] \begin{bmatrix} 20B_{12}^T & 0_{3sm \times 3sk} \end{bmatrix} - [23S_1]_{1 \times 3sm} \begin{bmatrix} 20B_{11}^T & 20B_{21}^T \end{bmatrix} - [23S_2]_{r \times 3sm} \begin{bmatrix} 20B_{11}^T & 20B_{21}^T \end{bmatrix} \quad (4)$$

where: $[23S_1]_{1 \times 3sm}$ - generalised forces of a damping elements matrix, $[23S_2]_{r \times 3sm}$ - generalised forces of an elastic elements matrix,

it can be directly converted to a part of a block diagram (fig. 2).

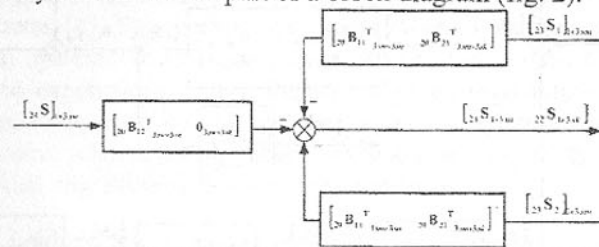


Fig. 2. A part of a block diagram obtained from equation (4)

- ◆ Projection resulting from the polar equation of a matrix hybrid graph, which, after transformation, can be represented by three matrix equations:

$$[11S \quad 0_{3sk}] = [21S \quad 22S] \begin{bmatrix} 1W(p)^{-1} & 0_{3sm \times 3sk} \\ 0_{3sk \times 3sm} & 0_{3sk \times 3sk} \end{bmatrix}, \quad (5)$$

$$[23S_1] = [13S] [3W_1(p)], \quad (6)$$

$$[23S_2] = [13S] [3W_2(p)]. \quad (7)$$

Meanings of the symbols of equation (6) and (7): $[3W_1(p)]_{3sm \times 3sm}$ - a damping elements stiffness matrix, $[3W_2(p)]_{3sm \times 3sm}$ - an elastic elements stiffness matrix.

Elements of equation (5) can be directly converted to an input, a value and an output of a functional block of the block diagram (fig. 3), while parts of the block diagram represented by equations (6) and (7) are shown in the fig. 4 (a) and (b).

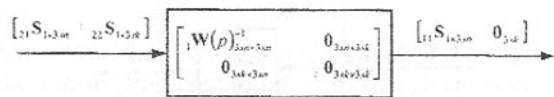


Fig. 3. A part of a block diagram obtained from equation (5)

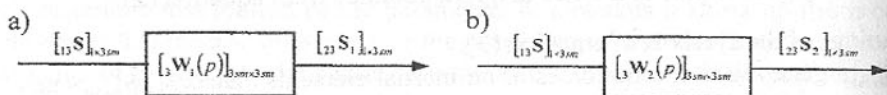


Fig. 4. Parts of a block diagram obtained from equations: a) (6), b) (7)

According to the given algorithm, an mgh of a discrete mechanical system with lineal couplings has been projected into a corresponding block diagram (fig. 5).

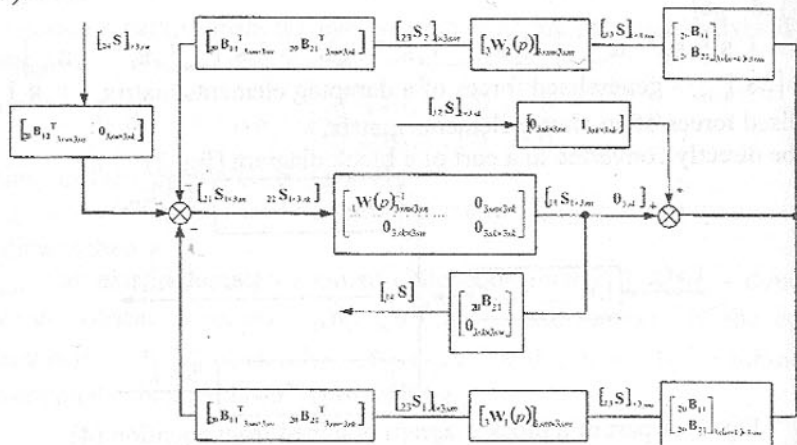


Fig. 5. A block diagram, which represents to a discrete model of a complex dynamical system

The formulated method of the analysis of dynamical systems has been programmed and the program GRAFSIM has been implemented in the MATLAB software environment. In that case a model of 3-dimensional mechanical system with lineal couplings, after its transformation through a matrix hybrid graph into a block diagram, can be further tested in that program. Example windows are shown in the figure 6.

The GRAFSIM programme lets to generate time responses on individual dynamical and kinematical excitations, to show zeroes and poles of characteris-

tic equations on the complex surface and in a tabular form, and to generate state matrix equations of a discrete model of the mechanical system.

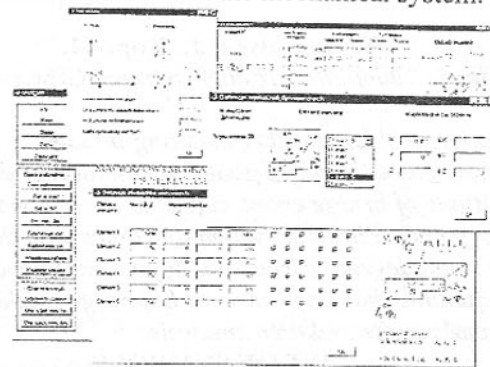


Fig. 6. An example of windows of the computer program GRAFSIM implemented in the MATLAB-SIMULINK environment

3. CONCLUSION

Block diagrams are rarely used for modelling and analysing of mechanical systems, because of necessity of generating of differential equations of movement what, in the case of complex mechanical systems, can be difficult and time consuming. The paper shows the algorithm of the mentioned transformation, which is the base of the computer application, prepared to analyse complex mechanical systems [4]. The method gives possibility to generate a block diagram of dynamical systems without generating differential equations of movement. The algebraic expressions of transformation of an mgh into a block diagram constitute the basis for applying the method to test dynamics of vibrating mechanical systems with non-linear elements and give possibility to generate, besides dynamical characteristics, their time responses.

References: 1. Świder J.: Hybrid Graphs in Modelling of Vibrating Mechanical Systems with Linear Couplings. Doctoral thesis. Silesian University of Technology, Gliwice 1981, Poland (in Polish). 2. Świder J.: Matrix Hybrid Graphs in Description of Complex, Vibrating Mechanical Systems. Silesian University of Technology Scientific Books, Mechanics – book 106, Gliwice 1991, Poland (in Polish). 3. Borse G.J.: Numerical Methods with MATLAB: A Resource for Scientists and Engineers, PWS Publishing Company, 1997. 4. Świder J., Wszolek G.: Matrix Hybrid Graphs and Block Diagrams in Modelling and Analysing of Vibration Systems. The Vth International Scientific Conference - Modern Technologies, Quality and Restructuring International Conference, IAȘI- CHISINĂU, T.C.M.R. Romania 2002.

Статья поступила в редакцию 29.05.2002 г.

BRIDGE CRANE WORK CYCLE SIMULATION REGARDING ROPE COMPLIANCE

Wojnarowski J., Kopeć J.

(Akademia Techniczno-Humanistyczna, Gliwice, Poland)

Modelling oscillation problem has big meaning in domain of vibration isolation and cranes structure stability. Main goal is evaluation of displacements, velocities and accelerations of bridge crane elements for one work cycle: load transport between two points. Physical system dynamics was described with mathematical model of small degree of freedom. Rope compliance was regarded in the model. Motion equations has derived with Lagrange method. In this paper are presented numerical results and their analysis.

LIST OF SYMBOLS

There are used following symbols in this paper:

- $v = \dot{x}_3$ – kinematical excitation (crane crab movement)
- x_1, x_2, x_4 – elements of generalized coordinates matrix
- m_1, m_2, m_3 – masses of crab, bridge and load respectively
- m_{zr} – lumped mass (crab and bridge)
- l_0 – length of non loaded rope
- $l = \sqrt{(x_2 - x_1)^2 + (x_4 - x_3)^2}$ – length of loaded rope
- s – span of crane bridge
- s_1 – length of crab track
- $k_i = \frac{E I A_i}{l_0}$ – rope stiffness coefficient
- $k_b = \frac{3E}{I_b x_3^2 (s - x_3)^2}$ – reduced crane bridge stiffness coefficient
- E – Young's modulus
- T_0 – cycle duration time.

MODEL FORMULATION

Knowledge of crane dynamic is useful when vibration isolation is taken to account [3]. Schema of the system is drawn on fig.1. The following assumptions were made before discretization: crane bridge is approximate with beam of reduced stiffness coefficient, crab is replaced with mass m_2 , load is replaced with mass m_3 (it is good assumption because phase of load pulling was not considered), rope is replaced with element of constant stiffness coefficient k_i , all dampings were neglected. As a result the discrete model of three degree of freedom was obtained.

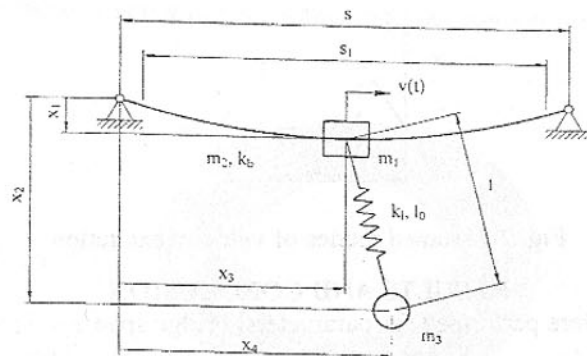


Fig. 1 Schematic drawing of dynamic system

EQUATIONS OF MOTION DERIVATION

To derive equation of motion Lagrange method was applied [1]:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial(E-V)}{\partial \dot{x}_i} \right) - \frac{\partial(E-V)}{\partial x_i} = 0 \quad (1)$$

Kinetic energy was obtain from relationship:

$$E = \frac{1}{2} m_{zr} \dot{x}_1^2 + \frac{1}{2} m_1 \dot{x}_3^2 + \frac{1}{2} m_3 (\dot{x}_2^2 + \dot{x}_4^2), \quad (2)$$

and potential energy was calculated as follows:

$$V = \frac{1}{2} k_b x_1^2 - m_{zr} g x_1 + \frac{1}{2} k_l (l - l_0)^2 - m_3 g x_2. \quad (3)$$

After differencing and factors ordering a second order system of three ordinary differential equations was obtained in the form:

$$\begin{cases} \ddot{x}_1 = -\frac{1}{m_{zr}} \left[k_b x_1 - k_l \left(1 - \frac{l_0}{l} \right) (x_2 - x_1) \right] + g \\ \ddot{x}_2 = -\frac{k_l}{m_3} \left(1 - \frac{l_0}{l} \right) (x_2 - x_1) + g \\ \ddot{x}_4 = -\frac{k_l}{m_3} \left(1 - \frac{l_0}{l} \right) (x_4 - x_3) \end{cases} \quad (4)$$

The system (4) is transformed into first order system of six ordinary equations using substitutes $y_1 = x_1, y_2 = \dot{x}_1, y_3 = x_4, y_4 = \dot{x}_4, y_5 = x_2, y_6 = \dot{x}_2$. The transformed system was numerically integrated with fourth order Runge-Kutta method using adaptive step control [2]. Kinematical excitation, which realized working cycle (moving of crane crab): acceleration, load carrying, deceleration was considered in mode shown on fig. 2.

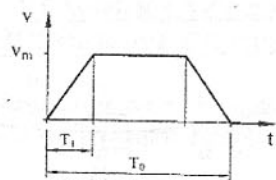


Fig. 2 Assumed modes of velocity excitation

RESULTS AND CONCLUSION

Computations were performed for parameters: bridge span $s = 35 \text{ m}$, line length $l = 15 \text{ m}$ and load mass $m_3 = 8000 \text{ kg}$. Transport of load lasted for $T_0 = 23 \text{ s}$ and crab accelerated from $v = 0 \frac{\text{m}}{\text{s}}$ to $v_m = 0,667 \frac{\text{m}}{\text{s}}$ in $T_1 = 3 \text{ s}$ (it was deceleration time interval either). Considered crab starting coordinate was $x_3 = 3 \text{ m}$, including other excitation parameters it led to ending crab coordination $x_3 = 16,33 \text{ m}$. The values of initial conditions were adjusted to match vertical rope position and static deformation of bridge and rope in $t_0 = 0$. The equation system (4) was integrated for time interval from $t_0 = 0 \text{ s}$ to $t_k = 60 \text{ s}$ with initial integration step $h = 0,01 \text{ s}$. Selected results are shown in figures 3, 4 and 5.

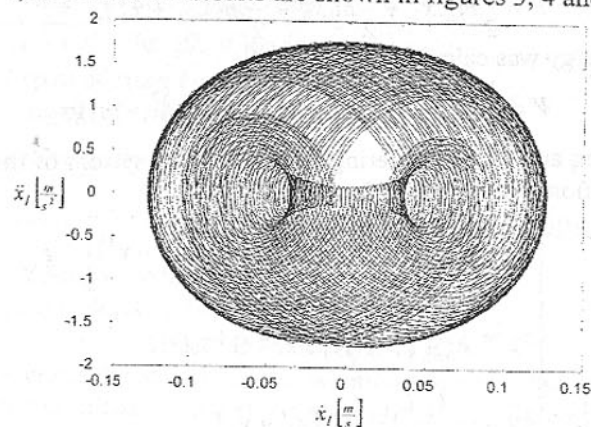


Fig. 3 Phase portrait $\dot{x}_1 = f(x_1)$, plotted for range $t = 23 - 70 \text{ s}$

Maximum bridge accelerations and velocities for crab position $x_3 = 16,33 \text{ m}$ are $a_{1\text{max}} = 1,78 \frac{\text{m}^2}{\text{s}^2}$ $v_{1\text{max}} = 0,13 \frac{\text{m}}{\text{s}}$ respectively. Phase curve passing near limit cycle and two turning points (see fig. 3). The instability may occur in bridge oscillations. However for mass m_3 the limit point (center) was observed for variable x_2 (see fig. 4) and for variable x_4 (not shown on drawings). Trajectory of mass

m_3 plotted on figure 5 is regular according to phase space result plotted on fig. 4.

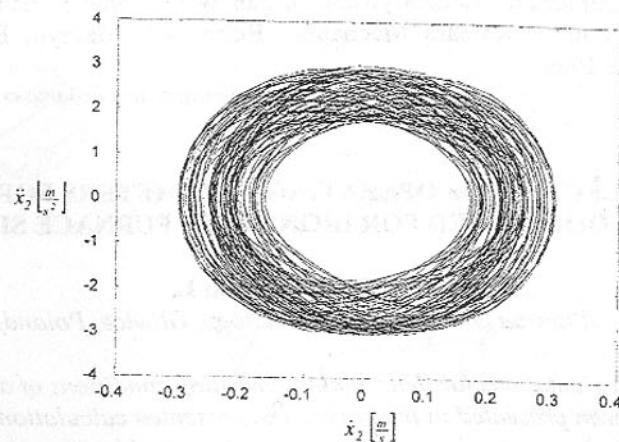


Fig. 4 Phase portrait $\ddot{x}_2 = f(\dot{x}_2)$, plotted for range $t = 23 - 70 \text{ s}$

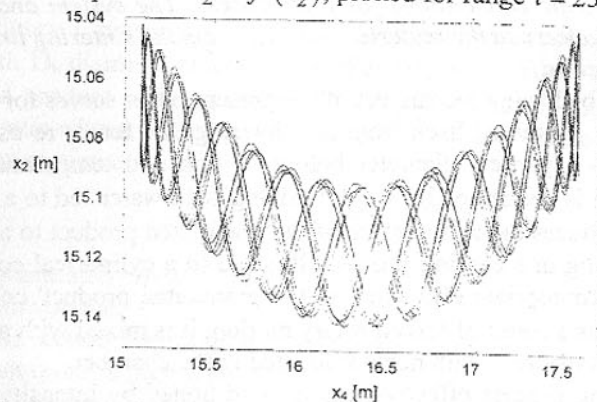


Fig. 5 Trajectory of transported mass m_3 after crab stopping, plotted for range $t = 23 - 70 \text{ s}$

System instability occurred and solution sensitivity from initial conditions was observed. Further works will concern with more accurate model building (damping regarding) and applying more efficient analysis tools.

References: 1. Awrejcewicz J.: Drgania deterministyczne układów dyskretnych. Warszawa, WNT 1996. 2. Press W. H., Teukolsky S. A., Vetterling W. T., Flannery B. P.: Numerical Recipes in FORTRAN. The Art of Scientific Computing. New York, Cambridge University Press 1994, 2nd edition re-

printed with corrections 3. Wojnarowski J. i inni: Modele układów maszyno-operator w ograniczaniu oddziaływania drgań wzbudzanych ruchem przerywanym. Zeszyt nr 6. Katedra Mechaniki, Robotów i Maszyn. Politechnika Śląska, Gliwice 1999.

Статья поступила в редакцию 25.05.2002 г.

SELECTION OF OPERATING PARAMETERS FOR A DRUM COOLING BED FOR IRON BLAST FURNACE SINTERS.

Wróbel G., Wierzbicki L.

(Silesian University of Technology, Gliwice, Poland)

A sequence of calculations for determining operating conditions of a drum cooling bed have been presented in the paper. The presented calculation model may be helpful in finding optimal conditions for cooling iron blast furnace sinters, as well as in economic calculations for this process. The system analysed in the present paper concerned the material returned from the sintering line for re-use.

1. Introduction.

A cooling bed being the subject of the present paper serves for cooling iron blast furnace sinter turned back from the sintering line for its re-use. It is in its crushed form – a particle diameter below 10 mm and temperature of 450 – 550°C. Cooling is performed by way of mixing with water fed to a cooling machine, which reduces the temperature of the granulated product to approx. 70°C while evaporating in a cooling process. It is fed to a cylindrical cooling chamber, to ensure appropriate efficiency of the granulated product' cooling operation, in which, as a result of forced rotary motion, it is mixed with approx. 20°C water fed simultaneously with nozzles located in the chamber.

The cooling process effectiveness is conditioned by intensity of supplied cooling water corresponding to the cooling bed capacity, measured with mass intensity of flow of the cooled granulated product. Cooling efficiency is also influenced by such process parameters as the time of storing the granulated product in the cooling bed chamber and mixing efficiency, which depends on rotary speed of the mixing chamber drum. These process parameters along with the basic structural parameters of the cooling bed, such as cooling chamber dimensions, a value of its axial gradient, or a foundation's and a drive parameters are mutually dependent. They also depend on the parameters of the cooled granulated product – mass density, granularity, dynamic angle of natural sliding, or an assumed filling ratio of the cooling bed chamber.

2. Model of mixing the granulated product in the cooling bed chamber.

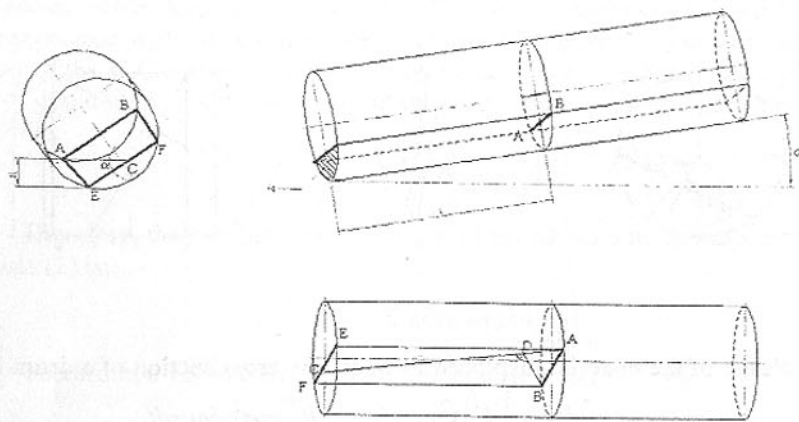


Fig 1.

The Figure 1 presents a schematically cylindrical cooling bed chamber with L_b length, D_b diameter, α axis gradient angle, partly filled with the mixture of granulated product under specified working conditions. The κ filling ratio features the ratio of granulated product volume to drum volume or a volume of the used cross section areas:

$$\kappa = \frac{V_g}{V_b} = \frac{F_g}{F_b} \quad (1)$$

where: V_g – granulated product volume,

V_b – drum volume,

F_g – cross section area of granulated product deposit,

F_b – drum cross section area.

A mixing process is a result of the movement of granulated product particles forced with a drum's rotary motion [1]. Let's assume that movement of particles under a surface layer results from the movement of granulated product deposit in the drum as a stiff body connected with the drum's coating. Deposit surface rotation causes increase in its gradient over the dynamic sliding angle $\beta=45^\circ$. Then, particles located onto the surface roll down towards the direction similar to to the direction of the largest decline. The set value of this angle under working conditions means that balance of the process of elevating with a rotary motion connected with the coating of the deposit mass chamber with the process of its surface gravitation sliding.

The figure 2a presents the method of the granulated product surface layer model displacement taking place in an infinitesimal period of time dt .

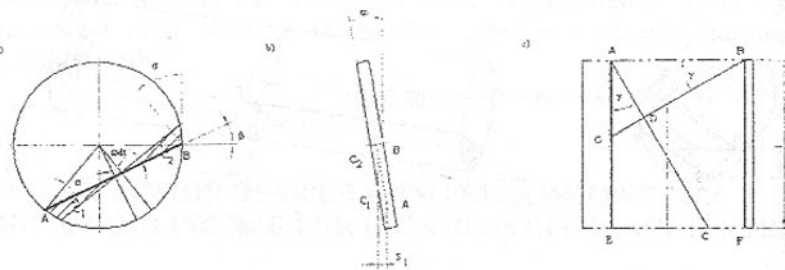


Fig 2.

Volume of the material displaced through any cross section of a drum is:

$$dV = \frac{1}{2} \left(\frac{L}{2}\right)^2 \omega \cdot s dt = \frac{1}{2} R^2 \cos^2 \delta \omega \cdot s dt \quad (2)$$

where: s - average displacement of a granulated product particle - displacement of the centre of mass of the selected material volume,

L - C_1C_2 distance length in the fig. 2

L is defined as:

$$L = \frac{2}{3} L_{AB} \quad (3)$$

A direction of particles displacement (BD in the Fig. 1 and 2) is perpendicular to the level on the deposit surface (e.g. AC in the Fig. 1 and 2) - in a view from a normal direction to the surface of free slide is shown in the Fig. 2c.

For a drum's cross sections distant by l , the value of decline from the point A to E is

$$h_{AC} = \alpha l \quad (4)$$

Geometric relations occur from the fig. 1 and 2:

$$EC = \frac{h_{AC}}{\sin \beta}, \quad \text{tg} \gamma = \frac{EC}{l} = \frac{h_{AC}}{l \sin \beta} = \frac{\alpha}{\sin \beta} \quad (5)$$

When assuming as a volume of displacement of the centre of mass of the displaced material volume as a measure of material displacement as a result of surface slide of particles, the displacement for the analysed dV volume is

$$\frac{2}{3} BG = \frac{2}{3} \frac{l}{\cos \gamma} \quad (6)$$

whereas as axial component of this displacement

$$s_1 = \frac{2}{3} L \text{tg} \gamma = \frac{2}{3} \frac{L \alpha}{\sin \beta} \quad (7)$$

Apart from material sliding motion in the surface layer, its entire dis-

placement towards the drum axis is also created by the effect of the motion of the deposit rotated together with a drum. The Fig. 2c presents a side view of the layer separated with close drum cross sections. In this view, s_2 is an axial component of the C_1C_2 section determined by centres of mass of the displaced volume of granulated product due to rotation of the deposit with the drum in the dt time, it is:

$$s_2 = \frac{2}{3} AB \alpha = \frac{2}{3} L \alpha \sin \beta \quad (8)$$

Therefore, the complete displacement of the dV volume determined with a formula (2) is:

$$s = s_1 + s_2 = \frac{2}{3} L \alpha \left(\sin \beta + \frac{1}{\sin \beta} \right) \quad (9)$$

Therefore, a volume flow rate in the rotating drum is

$$Q = \frac{dV}{dt} = \frac{1}{2} R^2 \cos^2 \delta \omega \cdot s \quad (10.1)$$

$$Q = \frac{1}{3} L R^2 \alpha \cos^2 \delta \omega \left(\sin \beta + \frac{1}{\sin \beta} \right) \quad (10.2)$$

$$Q = \frac{1}{12} L^3 \alpha \omega \left(\sin \beta + \frac{1}{\sin \beta} \right) \quad (10.3)$$

Whereas mass flow rate

$$Q_m = Q \gamma \quad (11)$$

where γ stands for granulated product density.

The L logical parameter occurs in the formulas (7) to (10) denoting a length of a deposit surface cross section chord in the drum. Its relation to the filling ratio of the κ drum results from the dependences quoted below.

A field of a section of a circular cross section with the r radius, determined by the L chord, l arc and h height is:

$$S = \frac{1}{2} [lr - L(r-h)] = \frac{1}{2} (\alpha - \sin \alpha) r^2 \quad (12)$$

For the κ filling ratio

$$S = \kappa \pi r^2 \quad (13)$$

hence

$$\alpha - \sin \alpha = 2 \kappa \pi \quad (14)$$

L section distance is:

$$L = 2r \sin \frac{\alpha}{2} \quad (15)$$

The table 1 presents L lengths corresponding to the r chamber radius for different filling ratios of the κ chamber.

Table 1

| κ | α | L/r |
|----------|----------|--------|
| 0,10 | 1,627 | 1,4534 |
| 0,15 | 1,892 | 1,6220 |
| 0,20 | 2,113 | 1,7413 |

Assuming dynamic angle of material sliding $\beta=45^\circ$, an effective chamber angle (taking account of a by-wall layer thickness) $r = 1,35$ m and a drum axis inclination angle $\alpha = 3^\circ$, the formula (10.3) will be:

$$Q = \frac{1}{12180} \frac{3\pi}{L^3} \omega (\sin 45^\circ + \frac{1}{\sin 45^\circ}) \quad (16)$$

$$Q = 9,256 \cdot 10^{-3} L^3 \omega.$$

The formula (15) relates volumetric performance of the Q cooling bed with a rotary speed and a filling ratio connected with dependences (14) and (15) with the L parameter. These values are additionally influencing the effective time of storing the material in a cooling bed. Cooling time in a cooling bed chamber is determined by the dependence:

$$t_{chl} = \frac{\kappa \omega}{Q} \quad (17)$$

Therefore, selection of a cooling bed operating parameters can be performed starting with the assumed Q volumetric performance and the t_{chl} -cooling time. A filling ratio of the κ drum chamber is designated from the formula (17), and a required rotary speed of the ω drum from the formula (16).

3. Cooling water balance.

To determine a demand for cooling water, an energy balance of a cooling process should be drawn up. For this end, a sample of the granulated product taken from the exit of a cooling bed was tested to determine density, humidity and specific heat. After weighing, the moist mass of the granulated product was dried at a temperature of 200°C within 24 hours. Another weighing revealed 5.1% mass loss. Subsequent drying did not cause considerable loss of the granulated product mass, therefore, it was assumed that the granulated product obtained as a result of drying does not contain moisture. 500g of the material dried in this way at a temperature of $t_g=160^\circ\text{C}$ was put to 600g of water with an initial temperature of $t_w=22^\circ\text{C}$. After equalising the temperature, its value was $t_e=39^\circ\text{C}$.

Basing on it, a heat balance was drawn up in order to determine heat of the specific granulated product:

$$160^\circ * 500g * c_g + 22^\circ * 600g * c_w = 39^\circ (500g * c_g + 600g * c_w) \quad (18)$$

where c_g, c_w - is specific heat of a granulated product and water, hence

$$c_g = 0,169 \text{ cal/gK} = 706 \text{ J/kgK} \quad (19)$$

To determine a demand for water for cooling the granulated product under operating conditions of a cooling bed, the following entrance parameters were assumed:

| | |
|---|------------------------------|
| Granulated product initial temperature | $t_{ig} = 500^\circ\text{C}$ |
| Granulated product final temperature | $t_{2g} = 70^\circ\text{C}$ |
| Cooling water initial temperature | $t_{1w} = 18^\circ\text{C}$ |
| Water contents in cooled granulated product | $= 5\%$ |

A heat balance equation for 1 tonne of the granulated product has the following form:

$$(500^\circ - 70^\circ)c_g = Q_w \gamma_w [r + (100^\circ - 18^\circ)c_w] + at(70^\circ - 18^\circ)c_w \quad (20)$$

where: γ_w - cooling water mass density [kg/m³]

r - specific vaporisation heat under 1 [bar] pressure conditions

$$r = 2258 \text{ [kJ/kg]},$$

hence, a water demand for 1 tonne of the granulated product is:

$$Q_w = 0,1125 \text{ m}^3/\text{t} \quad (21)$$

Therefore, a maximal water demand for the cooling bed performance of 210 t/h is:

$$Q_{wmax} = 210 \text{ t/h} * 0,1125 \text{ m}^3/\text{t} = 23,6 \text{ m}^3/\text{h}. \quad (22)$$

For mean performance of 120 t/h, a water demand will be

$$Q_w = 120 \text{ t/h} * 0,1125 \text{ m}^3/\text{t} = 13,5 \text{ t/h} \quad (23)$$

4. Summary.

A model of sinter granulated product migration process in a cooling bed chamber with an indication of a method for selection of a device operating parameters such as: rotary speed or a cooling water demand for the assumed device performance and a cooling time has been presented in the paper. The rules for selecting these quantities may be a basis for selection of a drive and formulating durability conditions for determining detailed structural parameters and their optimisation.

Their resulting loading conditions indicate a power demand of the system and structural possibilities of building a device with considerable operating stability.

References: 1. E.U. Chodorov: Dviženije materiala vo vrašćajuščichsja piečch. Promstrojizdat, Moskva 1957. 2. Strength calculations of the construction of a cooling bed and a cooling water balance. (Obliczenia wytrzymałościowe konstrukcji chłodnika oraz bilans wody chłodzącej). G. Wróbel, Developed for P.I.Biprohut Sp. z o.o. Gliwice 2001

Статья поступила в редакцию 29.05.2002 г.

СОДЕРЖАНИЕ

| | |
|--|----|
| Гладчук Е.А. ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ СОЗДАНИЯ МНОГОУРОВНЕВОЙ АСУ ТП ПРОКАТНОГО СТАНА | 3 |
| Куница А.В. ПАРАМЕТРИЧЕСКОЕ И ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЕ УСТРАНЕНИЕ НЕЖЕЛАТЕЛЬНЫХ НЕЛИНЕЙНЫХ ЭФФЕКТОВ В ИНЕРЦИОННО-ИМПУЛЬСНЫХ МЕХАНИЧЕСКИХ СИСТЕМАХ | 8 |
| Михайлов А.Н., Ливенцов И.Н., Грубка Р.М. РАЗРАБОТКА ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ОБЕСПЕЧЕНИЯ ПРОСТРАНСТВЕННОЙ МОДИФИКАЦИИ ЗУБЬЕВ МУФТ | 17 |
| Остапенко М.А., Нестеров А.Н. РАСПРЕДЕЛЕНИЕ НАПРЯЖЕНИЙ ПРИ ПРЕССОВАНИИ ПОРОШКОВЫХ И СЫПУЧИХ МАТЕРИАЛОВ | 23 |
| Стрельников В.Н., Севостьянов С.В., Панков В.А. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСЕВЫХ СИЛ НА ГЕНЕРАТОРЕ ВОЛН В КРУПНЫХ ВОЛНОВЫХ ЗУБЧАТЫХ РЕДУКТОРАХ | 27 |
| Стадник А.Н. АНАЛИЗ ПРОЦЕССА САМОПРОИЗВОЛЬНОГО СРАБАТЫВАНИЯ ВИБРОУДАРНОГО СТЕНДА С ГИДРОУПРУГИМ ПРИВОДОМ | 35 |
| Степанов Ю. С., Афанасьев Б. И., Кобзев Д. Л., Поляков А. И. СПОСОБ ОТДЕЛОЧНОЙ АБРАЗИВНОЙ ОБРАБОТКИ ОТВЕРСТИЙ С ЭЛЛИПТИЧЕСКОЙ ПОВЕРХНОСТЬЮ | 39 |
| Степанов Ю.С., Афанасьев Б.И., Поляков А.И., Кобзев Д.Л. ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ОПЕРАЦИИ ВНУТРЕННЕГО ШЛИФОВАНИЯ ПУТЕМ ПРИМЕНЕНИЯ СБОРНОГО КОМБИНИРОВАННОГО КРУГА С АКСИАЛЬНО-СМЕЩЕННЫМ РЕЖУЩИМ СЛОЕМ | 42 |
| Степанов М.С., Пермяков А.А. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ВРЕМЕНИ ГИДРАВЛИЧЕСКОЙ ПРАВКИ (ОЧИСТКИ) ШЛИФОВАЛЬНОГО КРУГА ПРИ ВОЗДЕЙСТВИИ | |

| | |
|---|----|
| СТРУИ СОЖ НА ЕГО РАБОЧУЮ ПОВЕРХНОСТЬ | 46 |
| Стрельников В.П., Стрельников П.В. ОЦЕНКА НАДЕЖНОСТИ ПО МАЛОЙ ВЫБОРКЕ ПРИ ЕДИНИЧНЫХ ОТКАЗАХ | 49 |
| Строк Е.Я., Бельчик Л.Д., Строк Д.Е. КОМПЬЮТЕРНОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ЭЛЕКТРОГИДРАВЛИЧЕСКИХ СИСТЕМ УПРАВЛЕНИЯ МОБИЛЬНЫХ МАШИН | 53 |
| Струк В.А., Кравченко В.И., Костюкович Г.А., Овчинников Е.В., Федоров Д.И. ТРИБОТЕХНИЧЕСКИЕ ПОКРЫТИЯ НА ОСНОВЕ МОЧЕВИНОФОРМАЛЬДЕГИДНЫХ СМОЛ ДЛЯ КАРДАННЫХ ПЕРЕДАЧ | 58 |
| Сушин А.А. К СОВРЕМЕННЫМ ПОДХОДАМ ПОВЫШЕНИЯ КОНТАКТНОЙ И ИЗГИБНОЙ ВЫНОСЛИВОСТИ ВЫСОКОПРОЧНЫХ ЦЕМЕНТУЕМЫХ СТАЛЕЙ, СУБМИКРО- И НАНОСТРУКТУРА УПРОЧНЕННЫХ СЛОЕВ | 64 |
| Сушин А.А., Комаров А.И., Щербаков Р.Ю., Федоренко Е.И., Соколовский Е.И. НЕТРАДИЦИОННЫЕ МАТЕРИАЛЫ И ТЕХНОЛОГИЯ ИЗГОТОВЛЕНИЯ ПОДШИПНИКОВ СКОЛЬЖЕНИЯ ДЛЯ ТЯЖЕЛОНАГРУЖЕННЫХ УЗЛОВ ТРАНСМИССИЙ АВТОТРАКТОРНОЙ ТЕХНИКИ | 70 |
| Сысоев Ю.С., Федотов А.Г., Томилин С.А. ОПТИМИЗАЦИЯ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ ПРИПУСКА ДЛЯ ПОВЫШЕНИЯ ТОЧНОСТИ ИЗГОТОВЛЕНИЯ ДЕТАЛИ | 75 |
| Тарабин В.В., Лысенко Н.А., Цивирко Э.И., Жеманюк П.Д. ВЛИЯНИЕ ЦИРКОНИЯ НА СТРУКТУРУ И СВОЙСТВА НИКЕЛЕВЫХ СПЛАВОВ. | 80 |
| Таратута К.В. СОСТОЯНИЕ И ПЕРСПЕКТИВЫ РАЗВИТИЯ ВИБРАЦИОННЫХ ПРОЦЕССОВ ВОЛОЧЕНИЯ | 85 |

Тимофеев Ю.В., Шелковой А.Н.
ВЫБОР МЕХАНИЗМА СИСТЕМНОГО ВРЕМЕНИ
ПРИ ИМИТАЦИОННОМ МОДЕЛИРОВАНИИ ГПС
В РЕЖИМЕ РЕАЛЬНОГО ВРЕМЕНИ 90

Ткаченко С.Г., Хоменко В.С.
О РАЦИОНАЛЬНОМ СООТНОШЕНИИ ХОДА
ПОРШНЯ (S) И ДИАМЕТРА ЦИЛИНДРА (D_ц)
ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ 93

Тока А., Рушика И., Стронча А.
ВЛИЯНИЕ КОНСТРУКТОРСКИХ И ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ
РАЗМЕРНЫХ СВЯЗЕЙ НА УСЛОВИЯ ФОРМИРОВАНИЯ
ТОЧНОСТИ РАЗМЕРОВ ПРИ МЕХАНИЧЕСКОЙ ОБРАБОТКЕ 98

Тотай А.В., Нагоркина В.В.
ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ АСПЕКТЫ ПОДГОТОВКИ
ПОВЕРХНОСТЕЙ ДЕТАЛЕЙ МАШИН
ПОД НАНЕСЕНИЕ МЯГКИХ ПРИРАБОТОЧНЫХ
ПЛЁНОК ФРИКЦИОННЫМ СПОСОБОМ 106

Тютиков Г.Ф.
СТРУКТУРА ПРОЕКТНЫХ РАСЧЕТОВ И СТАТИСТИЧЕСКОЕ
МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЧНОСТИ КОНСТРУКЦИЙ
ТЯЖЕЛОНАГРУЖЕННЫХ СОЕДИНЕНИЙ С НАТЯГОМ 111

Федоров В.П., Нагоркин М.Н.
ВЛИЯНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ИНСТРУМЕНТА
УПРУГОГО ДЕЙСТВИЯ НА СТАБИЛЬНОСТЬ ПРОЦЕССА
АЛМАЗНОГО ВЫГЛАЖИВАНИЯ ПЛОСКИХ ПОВЕРХНОСТЕЙ
ДЕТАЛЕЙ МАШИН 117

Финатов Д.Н., Инютин В.П.
ВЫБОР ИНСТРУМЕНТАЛЬНОГО МАТЕРИАЛА
ДЛЯ ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКОЙ ОБРАБОТКИ (ЭМО) 123

Хандожко А.В.
ПРИМЕНЕНИЕ МЕТОДА КОНЕЧНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ
ДЛЯ РАСЧЕТА НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО
СОСТОЯНИЯ В ЗОНЕ РЕЗАНИЯ 128

Хейфец М.Л., Чемисов В.Б., Зевелева Е.З., Пальвинский С.В.
СТРУКТУРНЫЙ СИНТЕЗ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ
КОМПЛЕКСОВ ВЫСОКОЭФФЕКТИВНОЙ ОБРАБОТКИ 132

Цикра С.А., Ливенцов И.Н.
КРИТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ ПНЕВМОМОТОРОВ
ПЕРЕНОСНЫХ БУРОВЫХ СТАНКОВ 138

Чальцев М.Н., Мусиенко В.Н.
НЕЛИНЕЙНЫЕ ЭФФЕКТЫ УПРУГОЙ ФИЛЬТРАЦИИ
В ПРОЦЕССАХ ПНЕВМОТРАНСПОРТА 143

Чахор Г., Абакумов А., Тараненко В.
ВЫБОР АЛГОРИТМОВ УПРАВЛЕНИЯ ДИНАМИЧЕСКОЙ
СИСТЕМОЙ МЕТАЛЛОРЕЖУЩИХ СТАНКОВ 151

**Чернета О.Г., Коробочка А.Н., Нестеренко А.М., Впуков Ю.Н.,
Козина Н.Н., Пустовойт А.М.**
ИССЛЕДОВАНИЕ СТРУКТУРЫ
АЗОТИРОВАННОЙ ПОВЕРХНОСТИ ПОРШНЕВЫХ
КОЛЕЦ, ОБРАБОТАННОЙ ЛАЗЕРОМ 157

**Чубенко А.В., Топоров А.А., Гурнак А.Я.,
Романенко Е.П., Семеренко С.В.**
КРИТЕРИЙ ДЛЯ ОЦЕНКИ ДОПУСТИМОГО ТЕХНОГЕННОГО
РИСКА ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ КОМПЛЕКСОВ 161

Шабайкович В.А.
ПРЕДСТАВЛЕНИЕ СБОРОЧНЫХ ДАННЫХ
В ЕДИНОМ ИНФОРМАЦИОННОМ ПРОСТРАНСТВЕ 166

Шарилов Т.А.
АНАЛИЗ ШУМА КОРОБКИ СКОРОСТЕЙ
ТОКАРНО-ВИНТОРЕЗНОГО СТАНКА МОДЕЛИ 16У20 173

Шевченко Ф.Л., Бочаров С.И.
УДАРНЫЕ НАГРУЗКИ НА СТРЕЛУ ПОДЪЕМНИКА 178

Шепелев А. А., Пасичный О. О., Целина В. В., Дуброва А. Е.
ВЫСОКОЭФФЕКТИВНОЕ АЛМАЗНОЕ ШЛИФОВАНИЕ
ПРЕЦЕССИРУЮЩИМ ШЛИФОВАЛЬНЫМ КРУГОМ 184

Шишканова А.А.
К ИСПОЛЬЗОВАНИЮ ПОТЕНЦИАЛОВ ПРОСТОГО
СЛОЯ ПРИ МАТЕМАТИЧЕСКОМ МОДЕЛИРОВАНИИ
В ТЕХНИЧЕСКИХ СИСТЕМАХ..... 189

Шкилько А.М.
ЭМИССИОННАЯ ДИАГНОСТИКА ЗАЩИТНЫХ ПОКРЫТИЙ.....194

Шпакунов И.А., Оксень Е.И.
КЛАССИФИКАЦИЯ И АНАЛИЗ СХЕМ
КРУТОНАКЛОННЫХ ЛЕНТОЧНЫХ КОНВЕЙЕРОВ
ДЛЯ ГОРНОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ..... 201

Юринец Р., Юринец А.
МЕТОДИКА СОЗДАНИЯ УПРАВЛЯЮЩИХ
ПРОГРАММ ДЛЯ СТАНКОВ С ЧИСЛОВЫМ
ПРОГРАММНЫМ УПРАВЛЕНИЕМ С ПРИМЕНЕНИЕМ
ИНТЕГРИРОВАННОЙ СИСТЕМЫ CAD/CAM «ADEM WIN» 205

Ямников А.С., Федоров Ю.Н., Артамонов В.Д.
РАЦИОНАЛЬНАЯ ТЕХНОЛОГИЯ ИЗГОТОВЛЕНИЯ
ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС..... 211

Čada R.
SOLUTION OF DRAWING TECHNOLOGY
OF SIDES FROM SHEET-METAL..... 215

Fraçz W., Stachowicz F.
CRACKING LIMIT CURVE OF ZINC-COATED
DEEP DRAWING QUALITY STEEL SHEET 220

Lejda Kazimerz, Akopjan Ruben
THE ANALYSIS OF THE MAJOR FACTORS OF FORMING
THE STRESS LOADING OF CARRIER SYSTEMS OF THE VEHICLE.... 228

Nagîț Gh., Slătineanu L., Dodun O., Coteață M.
RESEARCHES REGARDING ELASTIC RECOVERY IN BENDING 233

Neștian G., Sârbu I., Butnaru C., Solomon I.
ABOUT A SOLUTION FOR INCREASING
THE SURFACE QUALITY AND PRODUCTIVITY

OF THE FINE GRINDING MACHINING..... 238

Puiu, V., Puiu G.C.
EQUIVALENT STRESSES AND RESIDUAL
STRESSES ON BALL HELICAL TRANSMISSIONS..... 242

Radovanovic R. Miroslav
MODELLING OF LASER CUTTING SPEED 246

Maciej Rojek, Józef Stabik, Gabriel Wróbel
ULTRASOUNDS IN DIAGNOSTICS OF
POLYMER MATERIALS 251

Roșca I.A.
THE ESTIMATION OF THE PROBABLE ACCURACY
USING THE FINITE ELEMENT ANALYSIS 258

Rosniște G., Cherecheș T., Bunea M.
ASPECTS REGARDING THE ROBUST ANALYSIS
OF AUTOMATIC TECHNICAL SYSTEMS 262

Russu M., Enache C., Nicolescu D.P.
UTILIZATION OF BOROSILICATED GLASS
IN THE EXTRUDING PROCESS OF TITAN PIPES 266

Sârbu I., Stirbu I.C., Murărașu E.
A NEW SOLUTION FOR TUBING AND CASING JOINT 271

Świder J., Wszolek G.
TRANSFORMATION OF MATRIX HYBRID GRAPHS
INTO BLOCK DIAGRAMS AS A METHOD
OF ANALYSING OF VIBRATING MECHANICAL SYSTEMS 275

Wojnarowski J., Kopeć J.
BRIDGE CRANE WORK CYCLE SIMULATION
REGARDING ROPE COMPLIANCE 280

Wróbel G., Wierzbicki Ł.
SELECTION OF OPERATING PARAMETERS FOR
A DRUM COOLING BED FOR IRON BLAST FURNACE SINTERS. 284

ПРАВИЛА

представления рукописей в международный сборник научных трудов Донецкого государственного технического университета «Прогрессивные технологии и системы машиностроения»

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

1. Практика и перспективы создания и применения прогрессивных технологий.
2. Информационные технологии (CAD/CAM/CAE). Механизация и автоматизация производственных процессов. Проблемы мехатроники и мехатронные технологии.
3. Проблемы проектирования и применения инструментов, прогрессивные инструментальные материалы и их обработка.
4. Автоматизация конструкторской и технологической подготовки производства, прогрессивное оборудование.
5. Управление качеством, метрология, сертификация, диагностика, надежность и эксплуатация технологических систем.
6. Специальные и нетрадиционные технологии, экономические проблемы машиностроения.
7. Вопросы моделирования и расчетов сложных технических систем.
8. Эргономические и экологические проблемы машиностроения.

В рамках сборника можно представлять рекламу продукции, которая будет помещена после рукописей статей.

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 ОФОРМЛЕНИЮ

1. Текст рукописи статьи от 5 до 10 страниц на белой бумаге формата А4 (210x297 мм) с полями: верхнее и нижнее 30 мм, левое и правое 25 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 14, 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 1,5 интервала строчными буквами – фамилии и инициалы авторов (жирными), в круглых скобках курсивом – сокращенное название организаций, название городов, стран (через запятую, центрировать). Через 1,5 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, *.psx, *.dwg размерами не менее 60x60 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)..... | 8 pt |
| Symbol (крупный символ)..... | 16 pt |
| Sub-Symbol (мелкий символ)..... | 12 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 коллегию с опозданием, опубликованы не будут.

Образцы оформления материалов:

ОСНОВЫ СТРУКТУРНОГО СИНТЕЗА СБОРОЧНЫХ СИСТЕМ

Иванов И.И., Петров П.П. (ДонГТУ, 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).

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.

| | | |
|--------------------------------|---|--------------------|
| Пописано к печати 22.07.2002г. | Формат 60x84 ¹ / ₁₆ | Бумага SvetoCopy |
| Ризографическая печать | Усл. печ. л. 17,04 | Усл. кр. отт. 17,5 |
| Уч.-из. л. 18,7 | Тираж 300 экз. | Заказ № 21 |

Издательско-полиграфический центр «Технополис»

83000, г. Донецк, пр. Дзержинского, 1