

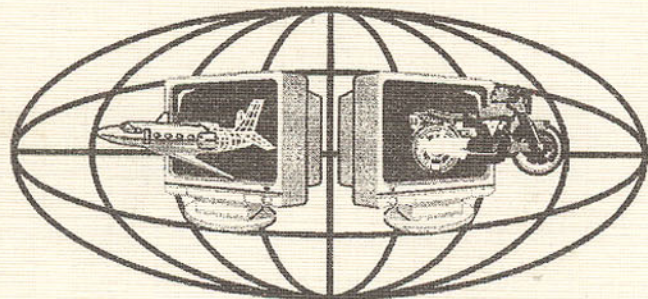


**ДОНЕЦКИЙ
ГОСУДАРСТВЕННЫЙ
ТЕХНИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ**

ПРОГРЕССИВНЫЕ ТЕХНОЛОГИИ И СИСТЕМЫ МАШИНОСТРОЕНИЯ

**Международный
сборник научных трудов**

ВЫПУСК 23



ДОНЕЦК - 2002

**ДОНЕЦКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ**

**ПРОГРЕССИВНЫЕ ТЕХНОЛОГИИ И
СИСТЕМЫ МАШИНОСТРОЕНИЯ**

**Международный
сборник научных трудов**

Выпуск 23

ДОНЕЦК - 2002

ББК К5я54
УДК 621.01(06)

Прогрессивные технологии и системы машиностроения: Международный сб. научных трудов. – Донецк: ДонГТУ, 2002. Вып. 23. – 242 с.

ISBN 966-7907-07-4

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), Войнаровски 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), Нечепаев В.Г. (Украина), Новиков Н.В. (Украина), Оливер Т. (Великобритания), Петраков Ю.В. (Украина), Седух 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 № 9 от 27.12.2002 г.).

Адрес редакционной коллегии:

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

ISBN 966-7907-07-4

© Донецкий государственный
технический университет, 2002 г.

СТРУКТУРООБРАЗОВАНИЕ В ТВЕРДЫХ СПЛАВАХ НА ДВОЙНОЙ КАРБИДНОЙ ОСНОВЕ

Бодрова Л.Г., Крамар Г.М. (Тернопольский государственный
технический университет им. И.Пулюя, Тернополь, Украина)

Вступление

Многие годы сплавы на основе карбида титана благодаря высокой твердости, износостойкости и жаростойкости находятся в сфере повышенного внимания ученых и специалистов многих отраслей техники [1-4]. Их потенциальные возможности раскрыты далеко не полностью [5, 6]. Совершенствование технологии и уточнение состава сплавов, введение специальных добавок, активирующих процесс спекания и способствующих измельчению зерна, позволило достичь достаточно высоких механических и эксплуатационных характеристик.

Исследования последних лет в области создания новых марок сплавов велись с четко выраженной тенденцией легирования карбидной основы карбидами VC, NbC, TaC, ZrC, Mo₂C и металлической связки металлами группы железа, хромом, рутением, алюминием, медью и др. [7-10].

Влияние состава сплавов на характер микроструктуры и механические характеристики, изученное в работах [11-13], позволило углубить представления о процессах формирования структуры и дать некоторые рекомендации технологического характера. В настоящее время такие сплавы нашли применение при изготовлении режущего инструмента, износостойких и формообразующих деталей и успешно конкурируют со стандартными WC-Co сплавами на многих операциях металлообработки [14-18].

Известно, что введение небольших добавок алюминия положительно влияет на процесс спекания сплавов и способствует повышению их эксплуатационных свойств [19]. В настоящей работе приведены некоторые результаты изучения микроструктуры сплавов на двойной титаново-ванадиевой карбидной основе с никель-хромовой цементирующей связкой и добавками Fe и AlN.

Материалы и методы

Исследовали сплавы на основе карбида титана с 5% (по массе) карбида ванадия с никель-хромовой цементирующей связкой и добавкой AlN. Химический состав исходных материалов представлены в табл. 1. Во всех сплавах присутствовало небольшое количество железа (менее 1% (по массе)), введенное в сплав технологическим путем во время мокрого размола.

Для исследования микроструктуры сплавов использовали металлографический, рентгеновский фазовый и микрорентгеноспектральный методы анализов.

Таблица 1 – Химический состав исходных порошков

| Материал | Химический состав % (по массе) | | | | | | Стехиометрическая формула |
|----------|--------------------------------|------------------|-----------------|------|------|--------|---------------------------|
| | Me | C _{общ} | C _{св} | N | O | S | |
| TiC | 79.8 | 19.5 | 0.27 | - | 0.31 | <0.003 | TiC _{0.96} |
| VC | 81.5 | 17.2 | 0.9 | - | 0.25 | <0.003 | VC _{0.88} |
| AlN | 65.1 | - | - | 33.0 | - | <0.003 | AlN _{0.97} |
| Ni | 99.8 | 0.05 | - | - | - | <0.003 | - |
| Cr | 99.8 | 0.05 | - | - | - | <0.003 | - |

Металлографические исследования проводились по стандартным методикам на металлографическом микроскопе "Neofot-1" в отраженном свете при увеличениях до 1600 раз на образцах, протравленных на титан и металлы связки. Травление на титан и металлы связки проводили смесью HF и HNO₃, а на карбиды – раствором NaOH + K₃Fe(CN)₆.

Микрорентгеноспектральный анализ проводили на электронном микроскопе "Camscan 4DV". Качественный химический анализ по линии проводили с помощью системы энергетического рентгеновского анализа "Link-860". Локальность зонда составляла примерно 1 мкм. Рентгеновский фазовый анализ проводили на дифрактометре "Дрон-3" в CuK α - излучении с Ni фильтром.

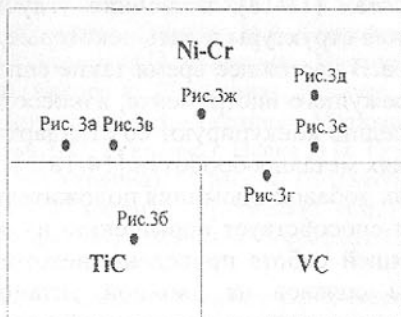


Рис.1. Структура модельного образца

Для исследования характера распределения компонентов микрорентгеноспектральным методом, учитывая локальность зонда, готовили модельный образец из крупнозернистых фракций порошков. Для его получения при температуре 1450°C спекали двухслойный (TiC - VC) каркас, который пропитывали NiCr связкой при 1500°C на протяжении 40 мин (рис.1).

Результаты исследований

Результаты исследования микроструктуры сплава на основе карбида

титана с 5% (по массе) карбида ванадия, 18% (по массе) никель-хромовой связки (соотношение Ni:Cr = 3:1) и 2% (по массе) AlN представлены на рис.2а (травлено на титан) и рис.2б (травлено на карбиды).

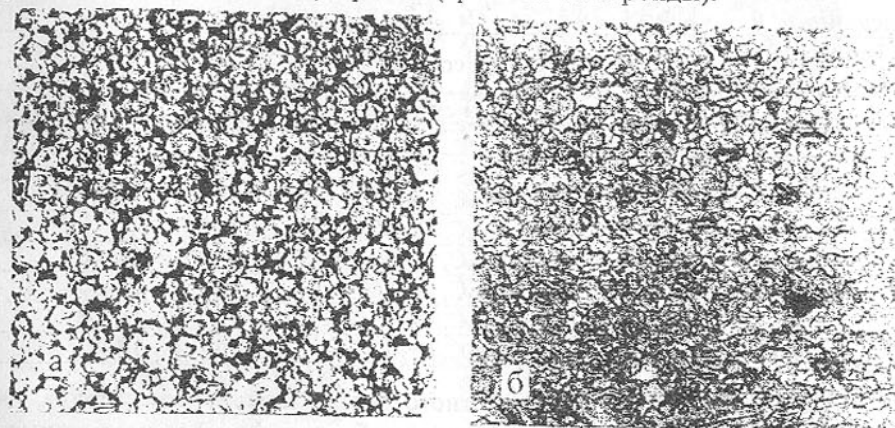


Рис.2. Микроструктура сплавов на основе TiC с 5% (по массе) VC, травлено на титан (а) и на карбиды (б).

В структуре четко наблюдается зона промежуточного диффузионного слоя по периферии карбидных зерен. Рентгеновский фазовый анализ структуры показал наличие сложного твердого раствора (Ti,V)C с периодами решетки, которые изменяются в зависимости от температуры спекания. Фазовый состав сплавов, спеченных при различных температурах представлен в табл. 2.

Видно, что фазовый состав сплава, спеченного при 1000°C представляет собой смесь исходных компонентов и содержит небольшие количества карбидной фазы, т.е. процесс спекания находится в начальной стадии. Дальнейшее повышение температуры спекания приводит к образованию основной фазы сплава – титано-ванадиевого карбида (Ti,V)C. Это подтверждается тем, что параметры кристаллических решеток TiC и VC соответственно равны $a_{TiC} = 0,4324$ нм, $a_{VC} = 0,4182$ нм, что больше и меньше полученных параметров основной фазы. Кроме того, в процессе рентгеновского анализа не наблюдали расщепления линий отражения карбидов TiC и VC.

Величины параметров решетки титано-ванадиевого карбида не постоянны, т.е. протекают процессы твердо- и жидкофазного взаимодействия. Уменьшение периодов решетки при температуре 1300°C очевидно связано с растворимостью хрома и легированием им карбидной фазы [1]. Начиная с температуры спекания 1450°C и выше, параметры решетки фазы постоянны, что свидетельствует об образовании стабильной карбид-

ной фазы с постоянным стехиометрическим составом ($a_{(Ti,V)C}=0.4293$ нм).

Таблица 2 – Фазовый состав сплавов в зависимости от температуры спекания

| Температура спекания, °С | Фазовый состав | Период решетки (Ti,V)C, а, нм |
|--------------------------|--|-------------------------------|
| 1000 | TiC, VC, Ni, следы Cr, Fe ₃ C, Ni ₃ C, Cr ₂₃ C ₆ | 0.4307 |
| 1100 | (Ti,V)C, Ni, следы Cr ₂₃ C ₆ | 0.4297 |
| 1200 | (Ti,V)C, Ni, следы Fe ₃ C, Cr ₂₃ C ₆ | 0.4297 |
| 1300 | (Ti,V)C, Ni, следы Fe ₃ C, Cr ₂₃ C ₆ | 0.4255 |
| 1350 | (Ti,V)C, Ni, следы Fe ₃ C, Cr ₂₃ C ₆ , Ni ₃ C | 0.4263 |
| 1400 | (Ti,V)C, Ni, следы Fe ₃ C, Cr ₂₃ C ₆ , Ni ₃ C | 0.4300 |
| 1450 | (Ti,V)C, Ni, следы Fe ₃ C, Cr ₂₃ C ₆ | 0.4293 |
| 1500 | (Ti,V)C, Ni, следы Fe ₃ C, Cr ₂₃ C ₆ , Ni ₃ C | 0.4293 |
| 1550 | (Ti,V)C, Ni, следы Fe ₃ C, Cr ₂₃ C ₆ | 0.4293 |

Кроме основной фазы – сложного титано-ванадиевого карбида, наблюдали небольшие количества других карбидных фаз. Данные количественного анализа основных фаз исследованных сплавов приведены в табл.3.

Таблица 3 – Данные количественного анализа основных фаз исследованного сплава (образец первого типа)

| Фаза | Ti | V | Ni | Cr | Fe | Al |
|-------------------------------------|-------|------|-------|------|------|------|
| Карбидная фаза (сердцевина зерна) | 92.44 | 5.29 | 1.08 | 0.79 | 0.21 | 0.19 |
| Диффузионный слой (периферия зерна) | 83.90 | 6.03 | 4.75 | 3.27 | 1.76 | 0.29 |
| Связка | 9.67 | 2.20 | 81.73 | 2.26 | 1.09 | 3.05 |

Для изучения характера взаимодействия составляющих сплавов и перераспределения компонентов в процессе структурообразования исследовали модельный образец, содержащий зоны раздела TiC-VC, TiC-NiCr, VC-NiCr.

На рис. 3. представлены фрагменты качественного изучения микроструктуры с помощью сканирующего электронного микроскопа в различных зонах исследуемого образца. Границы раздела TiC – NiCr и VC – NiCr показаны на рис.3а и 3г. Зерна карбида титана (рис.3б) и карбида ванадия (рис.3д) имеют различную форму и размеры.

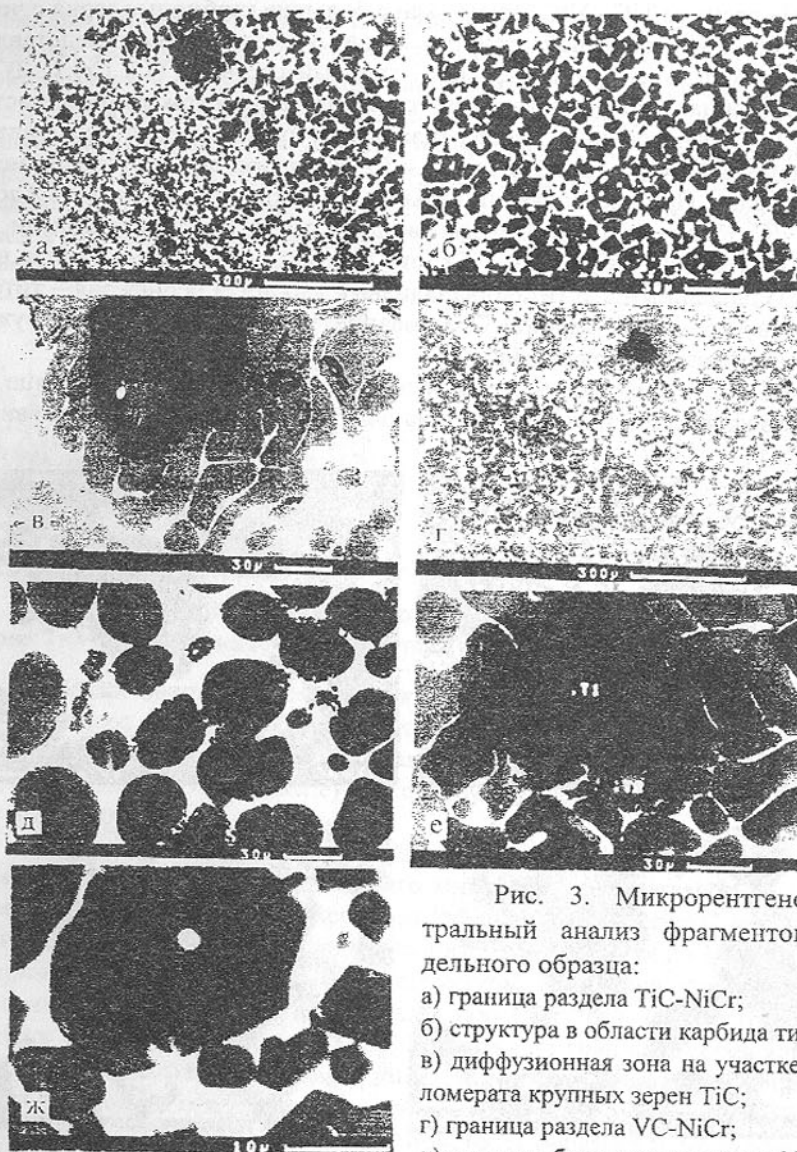


Рис. 3. Микрорентгеноспектральный анализ фрагментов модельного образца:

- а) граница раздела TiC-NiCr;
- б) структура в области карбида титана;
- в) диффузионная зона на участке конгломерата крупных зерен TiC;
- г) граница раздела VC-NiCr;
- д) зерна карбида ванадия в зоне NiCr;
- е) диффузионная зона вокруг зерен VC в зоне NiCr;
- ж) структура (Ti, V) C вблизи границы раздела TiC-VC

На границе TiC - NiCr обнаружены большие карбидные зерна с четко выраженной коаксиальной структурой (рис.3в): сердцевина представляет собой карбид титана, а периферия – твердый раствор (Ti,V,Cr) C. В небольших зернах процесс заканчивается образованием гомогенного раствора (Ti, V)C. Аналогичная градиентная структура характерна также для зерен карбида ванадия (рис.3е), где Ti и Cr обнаружены в составе промежуточного слоя. При исследовании дальних и ближних участков Ni – Cr зоны, зерна VC обнаружены практически везде, а зерна TiC только вблизи границы. На границе TiC – VC – NiCr (рис.3ж) были обнаружены зерна, в которых сердцевина – это титано-ванадиевый карбид, а периферия – титано-ванадиево-хромовый карбид. Образование такой структуры обнаружено также на образцах первого типа.

На рис.4 представлено распределение компонентов по границе раздела фаз карбидное зерно-связка, а на рис.5 – данные качественного анализа.

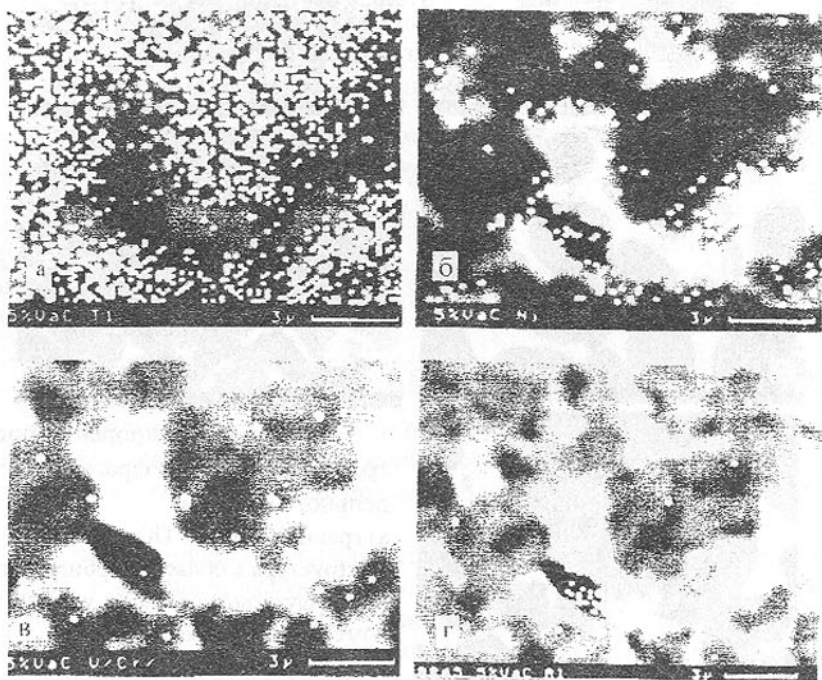


Рис. 4. Точечное распределение компонентов в сплаве на основе TiC-5% (по массе) VC с 18% (по массе) NiCr связки и 2% (по массе) AlN.

Никель был обнаружен в связке в гомогенном твердом растворе и на периферии зерен, как скопления Ni₃C. Заметного растворения никеля в

карбидных зернах не наблюдали. Однако, была обнаружена значительная встречная диффузия (до 9,67%) титана в связку. Хром обнаружен в периферийном слое в составе тройного карбида (Ti,V,Cr)C, в составе связки и в виде отдельных карбидов. Металлическая связка представляет собой гомогенный твердый раствор Ni, Cr, Ti и примесей Fe со структурой гранецентрированной кубической решетки. Кроме этого, как видно из табл.2, небольшие количества железа присутствовали в виде Fe₃C. Алюминий обнаружен в зоне металлической связки (рис. 4г).

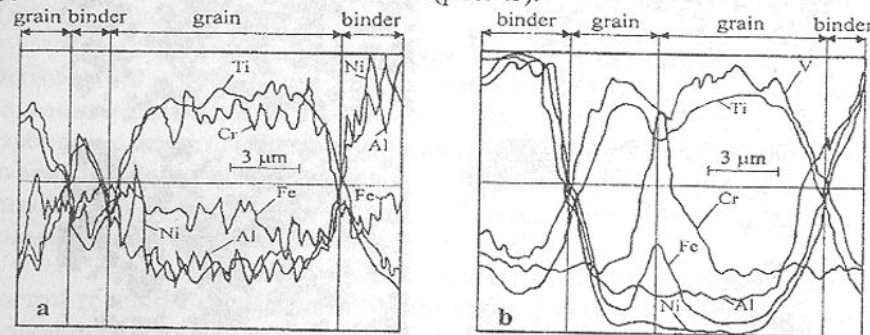


Рис. 5. Распределение элементов на границе зерно-связка сплавов на основе TiC (а) и на основе TiC с 5% (по массе) VC(б).

Добавки нитрида алюминия оказывают благоприятное воздействие как на процесс структурообразования сплавов во время спекания, так и на их механические характеристики. Замечено, что введение добавок AlN в количестве около 2% (по массе) способствует уменьшению остаточной пористости до 0,5%.

Исследование сплавов с различным содержанием нитрида алюминия (2, 10, 15% (по массе)) показали, что микроструктура сплавов с 2% (по массе) AlN характеризуется наличием “кольцевой структуры” карбидной фазы (рис. 6а). Повышение количества нитрида алюминия до 10% (по массе) приводит к исчезновению такой структуры, причем на отдельных участках наблюдается скопление крупных пор (рис. 6в). Следовательно, в процессе спекания частицы AlN, располагаясь по границам зерен карбидной фазы, препятствуют процессу диффузии хрома в (Ti, V)C и образование “кольцевой структуры” затрудняется. Еще более высокое содержание AlN в сплаве значительно развивает пористость образцов и резко изменяет характер микроструктуры. При этом наблюдается коагуляция и скопление нитридной фазы на отдельных участках (рис. 6д). Вероятно, что, образуемый при частичном распаде нитрида алюминия, азот накапливается в крупных полостях до определенного объема и затем выделяется из образца. Кроме этого, коагуляция нитридной фазы приводит к неравномерному

распределению твердости по сечению и, в целом, к ее заметному снижению (до 74 HRA).

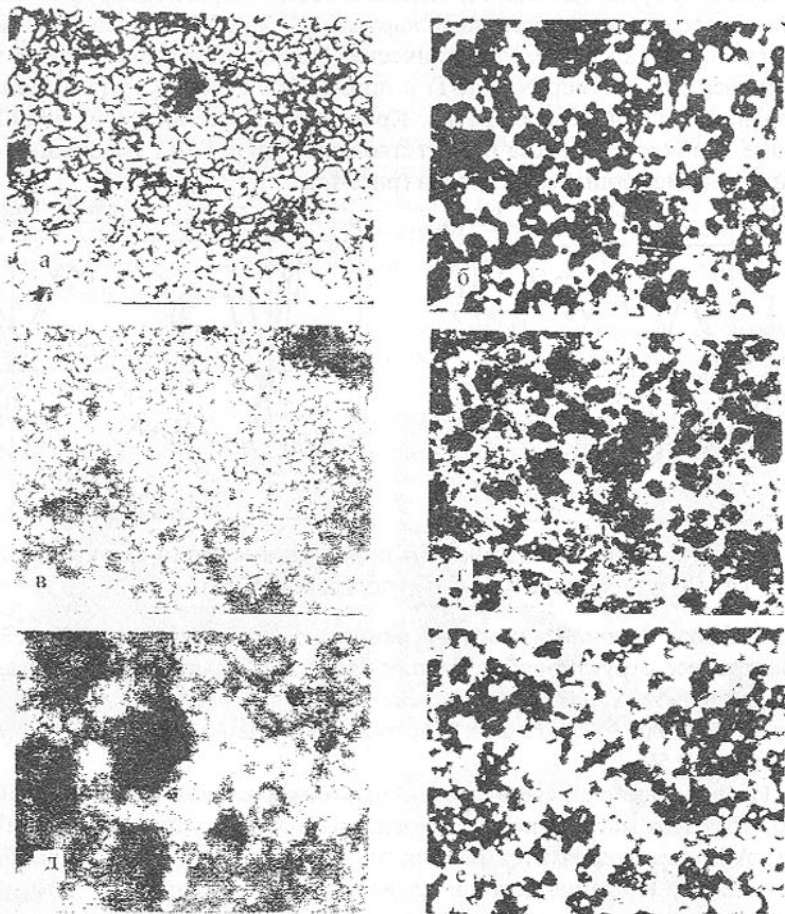


Рис.6. Микроструктура сплавов на основе карбидов титана и ванадия с содержанием 2% (а, б), 10% (в, г) и 15% (по массе) (д, е) нитрида алюминия. Травлено на карбиды, $\times 2000$ (а, в, д) и на связку $\times 1250$ (б, г, е).

Можно предположить, что в процессе спекания AlN разлагается и образует свободный алюминий, который диффундирует в связку. В связке, имеющей состав Ni – Cr – Ti – V – Al (γ фаза), частично образуется γ' фаза Ni_3Al , которая легируется титаном. В присутствии хрома выделение гранцентрированной кубической фазы γ' на основе Ni_3Al происходит при меньшем количестве Al в связке, т.е. γ' -область на диаграмме состояния

Al – Ni сдвигается вправо [20]. В фазе Ni_3Al железо, в отличие от хрома и титана, не растворяется. Это согласуется с результатами работы [21].

При охлаждении после спекания происходит дисперсионное упрочнение связки соединением $Ni_3Al(Ti)$, что препятствует росту карбидных зерен, поэтому в результате спекания размер карбидной фазы не меняется.

Таким образом, благодаря процессу растворения и образования интерметаллида $Ni_3Al(Ti)$, введение нитрида алюминия в количестве не более 2% (по массе) способствует формированию сплавов с высокой плотностью и мелкозернистой структурой.

Характер полученной структуры для сплавов системы TiC-V-Cr-NiCr аналогичный таковому для сплавов систем TiC-Mo₂C-Ni, TiC-V-Cr-NiMo, описанном в работах [22, 23]. В отношении влияния периферийного слоя карбидного зерна (Ti, V, Cr)C на механические свойства сплавов нет единого мнения. Согласно Пилянкевичу [22] сплавы с такой структурой имеют низкую прочность, однако Suzuki [23] утверждает, что это справедливо только для крупнозернистых структур.

В случае мелкозернистых структур (размер зерен менее 3 мкм) с ростом толщины периферийного слоя прочность сплавов увеличивается. В нашем случае, исследуя образцы с мелкозернистой структурой (размер зерен менее 1 мкм), обнаружили, что предел прочности при изгибе сплавов без периферийного слоя составляет 950 МПа, предел прочности при сжатии – 2460 МПа, твердость по Роквеллу – 89 HRA. При наличии такого слоя предел прочности при изгибе – 1100 МПа, предел прочности при сжатии – 2850 МПа, твердость по Роквеллу – 91,5 HRA.

Выводы

Проведенные исследования показали, что сплавы системы TiC-V-Cr-NiCr по характеру фазовых превращений аналогичны сплавам системы TiC-Mo₂C – Ni. Для них характерно образование твердого раствора (Ti, V)₂C в сердцевине карбидных зерен и (Ti, V, Cr)C, располагающегося по периферии. Хром, введенный в составе связки, частично растворяется в основных карбидах с образованием периферийного слоя, образует с никелем твердый раствор и частично взаимодействует со свободным углеродом с образованием собственных карбидов, преимущественно $Cr_{23}C_6$. Предложен механизм действия диспергирующей добавки AlN.

Список литературы: 1. Киффер Р., Бенезовский Ф. Твердые материалы. Пер. с нем. - М.: Металлургия, 1968. - 384 с. 2. Kieffer, R & Meyer, R. *Materiaux durs et carbures metalliques // Rev. de Metallurgie.* - 1977. - Nov. - P. 637-647. 3. Binder, F. *Titancarbid - Ein Technischer Hartstoff // Chem. Ing. Tech.* - 1979. - 51, № 5. - P. 391-397. 4. Ettmayer, P. *Hardmetals and cermets // Ann. Rev. Mater. Sci. Palo Alto (Calif.).* - 1989. - 19, - P. 145-164. 5. Kalish,

H. Some talk about carbides // Amer.Machin.. – 1978. – 122, № 5. – P. 95-99. 6. Moskowits, D. & Plummer, H.K. Binder-caride phase interaction on titanium carbide base systems // Sci. Hard. Mater. Proc. Int. Conf., Jackson Wyo., New York, 23-28 Aug., 1981. - London. – 1983. – P. 299 - 308. 7. Самсонов Г.В., Воронкин М.А. и др. Безвольфрамовые твердые сплавы на двойной карбидной основе // Порошковая металлургия.- 1976.- № 12 . - С. 37-41. 8. Osamu, J., Kiyohito, M., Tomio, N. & Hirotoshi, M. The effect of niobium carbide to titanium carbide base cermets // Nippon Tungsten Rev.- 1973. – 6. – P. 74-79. 9. Suzuki, H., Hayashi, K. & Terada, O. Mechanismus of surrounding structure formation in sintered TiC-Mo₂C-Ni alloys // J. Jap. Inst. Met., 1971. – 35. - №9. – С. 936-942. 10. Wilson, F. and Rees, G. Preparation and properties of some (Ti/V)C carbides // Planseeber. Pulvermetal., 1977. – 25. - №4. – С. 272-284. 11. Viswanadham, R.K., Sprissler, B., Precht, W. & Venables, I.D. The effect of V/Ti ratio on the partitioning of Mo in (V,Ti)C+(Ni,Mo) cemented carbides // Met. Trans.- 1979. - A 10. -№5. – P. 599-602. 12. Komac, M. & Lange, D. The influence of MoC_x and NbC_x addition on microstructure and mechanical properties of TiC based cemented carbides // Int. J. Powder met. and Powder Technol. 1982. - 18. - №4. – С. 313-321. 13. Bodrova L.G. and Kramar G.M. The microstructure of titanium and vanadium carbide based hard alloys// Proc. of Europ.Conf. on Advances in Hard Materials Production, Italy, Turin, 8 –10 Nov, 1999. – P. 269-276. 14. Komac, M. & Novak, S. Mechanical and wear behaviour of TiC cemented carbides // Int. J. Refract. and Hard Metal. – 1985. – 4. - №1. – P. 21-26. 15. Жиляев В.А., Патраков Е.И. Влияние способов получения сплава TiC-Ni-Mo на особенности формирования его состава и микроструктуру // Порошковая металлургия.- № 8.- С.47-53. 16. Sivan, R., Porat, R., Landau, Y. & Leibenberg, H. New titanium carbide grades for metall cutting / Spec. Steels and Hard Mater. // Proc. Int. Conf. Recent. Dev. Spec. Steells and Hard Mater.Pretoria, 8-12 Nov., 1982. - Oxford, e.a., 1983. – P. 395-400. 17. Шевченко В.А., Летун Д.М., Кислый П.С., Бодрова Л.Г. Работоспособность резцов из безвольфрамовых твердых сплавов АНТ-1 при обработке стали 60С2 // Сверхтвердые материалы.- 1985. - № 5. - С. 58-60. 18. Любимов В.Д., Элинсон Д.С., Швейкин Г.П. Оптимизация эксплуатационных свойств безвольфрамовых твердых сплавов // Порошковая металлургия.- 1991. - №11. - С. 65-70. 19. Nishigaki K., Doi H. et al. Binder Phase Strengthening Through γ' Precipitation of the WC-Co-Ni-Cr-Al Hard Alloys // Proc. of the 11 th International Plansee Seminar '85. - vol.2. – P.488 – 508. 20. Хансен М., Андерко К. Структура двойных сплавов: В 2 т. – М.: Металлургиздат, 1962. – Т. 1. – 607 с. 21. Doi H. and Nishigaki K. Binder Phase Strengthening Through Precipitation of Intermetallic Compound in Titanium Carbide Base Cermet with High Binder Concentration // Reprinted from Proceeding of the 1976 International Powder Metallurgy Conference, 1976,

Princeton. - P.18. 22. Suzuki, H., Hayashi, K. & Terada, O. Relation between mechanical properties and microstructures in TiC-Mo₂C-Ni alloys // J. Jap. Ist. Met. – 1972. – 36 . - №5. – P. 514-518. 23. Пилянкевич А.Н., Шановал Т.А., Дзодзиев Т.Г. Структура и свойства твердых сплавов на основе карбида титана // Порошковая металлургия 1979.- № 10.- С. 73-79.

Статья поступила в редакцию 21.10.2002 г.

АНАЛИЗ КОМПЛЕКСА МЕХАНИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ПРИПОВЕРХНОСТНЫХ СЛОЕВ НЕОДНОРОДНЫХ ДЕТАЛЕЙ

Вовк Л.П. (Горловский автомобильный институт ДонНТУ, г. Горловка, Украина)

In this work the problems of definition of a complex of mechanical performances of a piston finger as inhomogeneous elastic-plastic body working in contact with the piston and the head of the rod are considered. The finite-element realization of the selected scheme of calculation permitting authentically to calculate fields of contact stresses for a surface of the finger is developed

Для определения физико-механических свойств твердых тел существует ряд различных методов и методик. Среди них выделим метод ударного вдавливания индентора [1-4] и ультразвуковую методику [5,6]. Обе методики позволяют исследовать как линейные, так и нелинейные свойства приповерхностных слоев конструкционных материалов. Естественно, следует отметить, что свойства тел в объеме и на поверхности могут отличаться. Вместе с тем приповерхностные слои испытывают наибольшие напряжения от внешних нагрузок при основных видах напряженного состояния, несут конструктивные и технологические концентраторы напряжений, подвержены влиянию технологических обработок и поэтому оказывают существенное, а чаще всего определяющее влияние на прочностные характеристики.

Определение комплекса механических характеристик и последующий расчет неоднородных деталей покажем на примере поршневого пальца двигателей внутреннего сгорания. Во время работы пальцы подвергаются воздействию переменных по величине и направлению динамических нагрузок, имеющих большей частью ударный характер. Высокие температуры и контактные давления в бобышках поршня приводят к тому, что палец работает в условиях полужидкостного трения. Это ухудшает условия работы и увеличивает износ трущихся пар. Поршневые пальцы изготавливают из углеродистой или низколегированной стали и подвергают цементации на глубину от 0,5 мм до 2 мм. Глубина закалки достигает 2 мм с

твердостью 58 - 65 HRC.

Для определения комплекса механических характеристик неоднородных материалов в работах [1,2] предлагался метод ударного вдавливания индентора. Сущность метода заключается в ударном вдавливании конического индентора с углом 90° в предварительно отшлифованную поверхность поршневого пальца с торца на различной глубине и регистрации характеристик погружения индентора при ударе.

Используем соотношения теории акустоупругости для проверки полученных ранее результатов и получим при их помощи величины упругих постоянных второго и третьего порядка. Ось X_3 направим вдоль оси поршневого пальца. Ось X_1 направлена вертикально. Пусть деталь нагружена в направлениях OX_1 и OX_3 , т.е. $\sigma_{11}^0, \sigma_{33}^0 \neq 0$. Индекс «нуль» указывает на начальное деформированное состояние. Характеристические уравнения для нахождения скорости распространения волн Рэлея без учета изменения размеров тела имеют вид [7]

$$F_i = \delta_i^6 - A_i \delta_i^4 + B_i \delta_i^2 - C_i = 0, \quad (1)$$

где A_i, B_i, C_i - коэффициенты, зависящие от напряжений и упругих свойств материала; δ_i - безразмерный параметр, равный отношению скорости волн Рэлея C_{Ri} , распространяющихся в положительном направлении осей OX_i ($i=1,3$), к начальной скорости объемной волны $C_{S0} = \sqrt{\mu/\rho}$ (μ - модуль сдвига, ρ - плотность материала). В линейном приближении для фазовых скоростей волн Рэлея можно записать [6]

$$\delta_1 = \delta_0 + K_1 \psi_1 + K_3 \psi_3; \quad \delta_3 = \delta_0 + K_3 \psi_1 + K_1 \psi_3, \quad (2)$$

где $\delta_0 = C_{R0}/C_{S0}$, C_{R0} - скорость волн Рэлея в теле без напряжений; K_1, K_3 - коэффициенты пропорциональности, для определения которых используются уравнения (1),

$$\psi_i = \sigma_{ii}^{*0} / \mu \quad (i=1,3) \quad (3)$$

Все приведенные выше соотношения записаны для упругого потенциала произвольного вида. Для получения численных результатов учтем, что распространение упругих волн в телах с начальными напряжениями наиболее полно описывается в рамках потенциала типа Мурнагана [5]

$$\Phi = \frac{1}{2} \lambda A_1^2 + \mu A_2 + \frac{a}{3} A_1^3 + b A_1 A_2 + \frac{c}{3} A_3, \quad (4)$$

где λ, μ - константы упругости второго порядка (коэффициенты Ламе); a, b, c - константы упругости третьего порядка; A_i - алгебраические инварианты тензора деформаций Грина ($i=1,2,3$).

Константа a , как показали ранее проведенные исследования [7],

слабо влияет на величину скорости распространения волны Рэлея, вычисляемой по характеристическому уравнению (1). Поэтому в дальнейших расчетах ею пренебрегаем.

Учитывая выражения (4) и (2),(3), можно найти связь коэффициентов пропорциональности K_1, K_3 с параметрами b, c , которая оценивалась при $\psi_1 = \psi_3 = 0$. Поступая аналогично [6,7] и придерживаясь обозначений, принятых в этих работах, после некоторых преобразований получим

$$K_1 = \frac{\partial \delta_1}{\partial \psi_1} = R_{011} + b R_{b11} + c R_{c11}; \quad K_3 = \frac{\partial \delta_1}{\partial \psi_3} = R_{013} + b R_{b13} + c R_{c13}. \quad (5)$$

Здесь коэффициенты R_{011}, \dots, R_{c13} зависят только от коэффициентов Ламе. Выражения для них приводятся в работах [6,7]. Из формул (5) получаем выражения для вычисления упругих констант третьего порядка

$$b = \frac{R_{c11}(K_3 - R_{013}) - R_{c13}(K_1 - R_{011})}{R_{b13}R_{c11} - R_{b11}R_{c13}}; \\ c = \frac{R_{b13}(K_1 - R_{011}) - R_{b11}(K_3 - R_{013})}{R_{b13}R_{c11} - R_{b11}R_{c13}}. \quad (6)$$

Таким образом, для вычисления констант упругости третьего порядка в приповерхностных слоях необходимо знать коэффициенты Ламе λ, μ , коэффициенты пропорциональности K_1, K_3 , а также отношение δ_0 .

Коэффициенты K_1 и K_3 можно найти из формул (2), записанным для случая одноосного напряженного состояния ($\sigma_{33} = \psi_3 = 0$)

$$\delta_1 = \delta_0 + K_1 \psi_1; \quad \delta_3 = \delta_0 + K_3 \psi_1. \quad (7)$$

Теперь, учитывая (3), имеем

$$K_1 = \frac{\mu(C_{R1} - C_{R0})}{\sigma_{11} \sqrt{\mu/\rho}}; \quad K_3 = \frac{\mu(C_{R3} - C_{R0})}{\sigma_{11} \sqrt{\mu/\rho}}. \quad (8)$$

Согласно выражениям (6) и (8) для вычисления упругих констант третьего порядка, кроме постоянных Ламе и отношения δ_0 , необходимо также измерять скорости распространения рэлеевских волн в двух взаимно перпендикулярных направлениях под воздействием фиксированных статических напряжений. Для этих целей применялась методика, описанная в работах [6,7]. По результатам экспериментов из выражений (6) вычислялись упругие константы b и c .

Исследовалось также влияние величины исходной пластической деформации на значения констант второго и третьего порядков. Заданные уровни деформации создавались на поршневых пальцах, не бывших в эксплуатации. Они изготовлены из низколегированных сталей различной маркировки и подвержены предварительной цементации. На каждом уров-

не деформации измерялись модуль упругости E и модуль сдвига, а затем пересчитывался параметр λ по формуле

$$\lambda = \frac{\mu(2\mu - E)}{E - 3\mu} \quad (9)$$

Результаты измерений показали, что параметры Ламе практически не зависят от величины исходной деформации, что подтверждает выводы работы [7]. Поэтому их изменение при расчетах упругих постоянных третьего порядка не учитывалось. При каждом уровне пластической деформации в образцах создавались упругие деформации для измерения приращений скоростей распространения воле Рэлея и вычисления констант b и c . При этом установлено, что основное изменение этих констант происходит только при низких уровнях пластической деформации (до 2%).

Результаты экспериментов сведены в таблицу, где наряду с рассчитанными по методам акустоупругости упругими параметрами приведены значения параметров λ_* , μ_* , полученные при помощи метода ударного вдавливания индентора [1,4].

Таблица 1. Упругие характеристики приповерхностных слоев ряда поршневых пальцев, изготовленных из различных конструкционных материалов

| Марка стали | λ 10 ⁴ МПа | λ_* 10 ⁴ МПа | μ 10 ⁴ МПа | μ_* 10 ⁴ МПа | b 10 ⁴ МПа | c 10 ⁴ МПа | σ_T 10 ⁴ МПа |
|-------------|----------------------------------|------------------------------------|------------------------------|--------------------------------|----------------------------|----------------------------|-----------------------------------|
| Ст3ТУ | 11,91 | 11,54 | 8,94 | 8,70 | -30,5 | -70,8 | 0,150 |
| Ст.85 | 12,02 | 12,23 | 8,42 | 8,64 | -35,1 | -101,6 | 0,159 |
| 40Х | 11,56 | 11,90 | 8,57 | 8,32 | -29,5 | -69,2 | 0,150 |
| 40ХС | 11,68 | 11,78 | 8,40 | 8,29 | -37,1 | -72,4 | 0,156 |
| 35ХГСА | 12,58 | 12,24 | 8,51 | 8,42 | -41,4 | -78,5 | 0,161 |
| 09Г2СФ | 10,34 | 10,54 | 7,75 | 7,93 | -28,8 | -69,5 | 0,153 |
| 30ХГТ | 11,19 | 11,33 | 7,83 | 7,96 | -31,7 | -72,5 | 0,149 |

Поскольку величины λ_* , μ_* , σ_T , рассчитанные методом ударного вдавливания индентора [1,4], изменяются по глубине поверхностного слоя поршневого пальца, то в таблице приведены их значения, соответствующие глубине 1мм. При этом следует учитывать, что внешняя поверхность поршневого пальца имеет самые высокие значения твердости, пределов текучести и прочности и самое низкое значение значение пластичности (относительное удлинение после разрыва). Далее по мере роста глубины прочностные характеристики падают, а показатели пластичности растут. Такое изменение характеристик наблюдается до середины стенки пальца, то есть до глубины 2мм [1].

Таким образом, точный учет тонких эффектов контактного взаимодействия требует применения современных методов контроля механических характеристик неоднородных деталей и расчета напряженно-деформированного состояния с подробным анализом влияния нелинейностей различного рода, что позволит точно определить наиболее напряженные области боковой поверхности детали и тем самым увеличить сроки ее эксплуатации.

Список литературы: 1. Вовк Л.П. Исследование вибрационных прочностных характеристик неоднородных деталей методом ударного вдавливания индентора // Вибрации в технике и технологиях.-2002. - 24, №3.-С.19-21. 2. Беленький Д.М., Бескопильный А.Н. Измерение вектора механических свойств материала деталей машин // Вестник машинотроения. - 1997. - №8. - С.44-47. 3. Беленький Д.М., Бескопильный А.Н.Измерение механических свойств материала деталей машин и элементов конструкций // Заводская лаборатория. - 1994. №8. - С.47-50. 4. Вовк Л.П. Математично-експериментальна модель рішення задачі аналізу напружено-деформованого стану поршневих пальців // Вісник Технологічного університету Поділля. - 2002.№6 / Ч.1. - С.102-104. 5. Гузь А.Н., Махорт Ф.Г., Гуца О.И. Введение в акустоупругость. - Киев : Наук. Думка, 1977. - 152с. 6. Чернооченко А.А., Махорт Ф.Г., Гуца О.И. Применение теории акустоупругости поверхностных волн Рэлея для определения напряжений в твердых телах // Прикл. механика. - 1991. - 27, №1. - С. 44-46. 7. Чернооченко А.А., Махорт Ф.Г., Гуца О.И. Применение волн Рэлея для исследования нелинейных упругих свойств приповерхностных слоев конструкционных материалов //Прикл. механика. - 1992. - 28,№7. - С. 33-37.

Статья поступила в редакцию 08.10.2002 г.

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ГАЗОВЫХ ПОТОКОВ В РАБОЧЕЙ КАМЕРЕ ГАЗОАНАЛИЗАТОРА

Генкин Б.И. (СТИ ВНУ, г. Северодонецк, Украина)

With the help of the modified Chaplygin's method the mathematical model of interaction of gas flows in the working chamber of the magneto-pneumatic gas-analyzer is developed. The parities for stream functions and the equation of free border of the merged jet and its width are received. The developed mathematical model is used for definition of optimum parameters of the working chamber gas-analyzer.

Одним из перспективных методов газового анализа является магнитопневматический метод [1], основанный на сравнении магнитных свойств анализируемой газовой смеси (АГС) и сравнительного газа (СГ) и измерения перепада давления, возникающего при взаимодействии потоков АГС и СГ в неоднородном магнитном поле. Метрологические и технические характеристики магнитопневматических газоанализаторов в значительной степени определяются взаимодействием газовых потоков в рабочей камере, осуществляющей смешение АГС и СГ. Традиционные способы математического моделирования взаимодействия газовых потоков, основанные на нелинейных уравнениях газовой динамики, не позволяют получить аналитических решений, что затрудняет оптимизацию параметров рабочих камер газоанализаторов. Поэтому актуальной задачей является получение аналитических соотношений, позволяющих решать задачи оптимизации геометрических характеристик рабочих камер газоанализаторов, определения оптимального соотношения расходов АГС и СГ и других характеристик данных приборов.

На рис. 1 представлена схема слияния газовых потоков. Анализируемая газовая смесь движется в измерительной камере 1 шириной $2H$. Сравнительный газ подается в рабочую камеру по двум симметрично расположенным каналам 2 шириной h . Проведенные экспериментальные исследования показали, что возмущение, возникающее в месте слияния потоков, является основной причиной нестабильности показаний прибора. Поэтому необходимо исследовать возмущение основного потока в малой области слияния АГС и СГ. Вследствие симметрии конструкции камеры достаточно рассмотреть половину течения, например область $y \geq 0$.

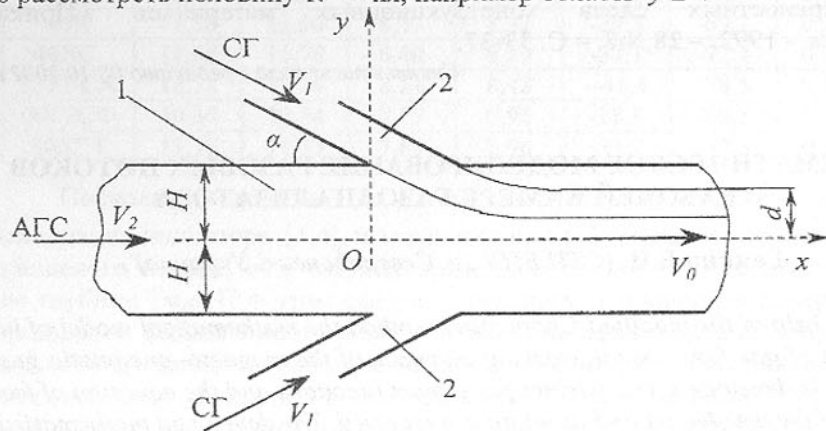


Рис. 1. Схема слияния газовых потоков в рабочей камере газоанализатора

Рассмотрим плоское течение невязкого газа, подчиненного адиабатическому закону, в плоскости годографа скорости. Воспользуемся видоизмененным уравнением Чаплыгина [2]:

$$\frac{d^2\psi}{d\sigma^2} + K(\sigma) \frac{d^2\psi}{d\theta^2} = 0, \quad (1)$$

где $\psi(\sigma, \theta)$ – функция тока; σ, θ – видоизмененные переменные Чаплыгина [2]; $K(\sigma, \theta)$ – функция Чаплыгина [2]. Воспользовавшись методикой, изложенной в работе [2], получим общее решение уравнения (1) в виде

$$\psi(\sigma, \theta) = A_0 + B_0\theta + \sum_{n=1}^{\infty} [A_n z_n(\sigma) + B_n \zeta_n(\sigma)] \sin\left(\frac{n\pi}{\alpha}\theta + \delta_n\right), \quad (2)$$

где постоянные A_i, B_i, δ_i определяются из граничных условий;

$$z_n(\sigma) = b_n \sum_{i=0}^{\infty} \left(\frac{n\pi}{\alpha}\right)^{2i} F_{2i}(\sigma) + \frac{n\pi \rho_0}{\alpha \rho_k} X_n(\tau_0) \sum_{i=0}^{\infty} \left(\frac{n\pi}{\alpha}\right)^{2i} G_{2i}(\sigma);$$

$$F_0 = 1; \quad F_{2i-1} = \int_0^{\sigma} K(s) F_{2i-2}(s) ds; \quad F_{2i} = \int_0^{\sigma} (\sigma - s) K(s) F_{2i-2}(s) ds;$$

$$G_0 = \sigma; \quad G_{2i-1} = \int_0^{\sigma} K(s) G_{2i-2}(s) ds; \quad G_{2i} = \int_0^{\sigma} (\sigma - s) K(s) G_{2i-2}(s) ds;$$

$$\zeta_n(\sigma) = \sum_{i=0}^{\infty} \left(\frac{n\pi}{\alpha}\right)^{2i} G_{2i}(\sigma); \quad X_n(\tau_0) = 1 + \frac{2\alpha\tau_0 W'_n(\tau_0)}{n\pi W_n(\tau_0)};$$

ρ_k, ρ_0 – соответственно, значение плотности на свободной поверхности струи и плотность торможения; $\tau_0 = (V_0 / V_{max})^2$ – значение переменной Чаплыгина на свободной поверхности струи; V_0, V_{max} – соответственно, скорость газа на свободной поверхности и предельная скорость в газе; $W_n(\tau_0)$ – гипергеометрический ряд [2].

Примем среднюю линию основного потока за линию тока $\psi = 0$. Направим вдоль этой линии ось Ox , как показано на рис. 1, и рассмотрим область значений $y \geq 0$. Определим массовые расходы газа, отнесенные к толщине канала и к плотности торможения ρ_0 в слившейся струе:

$$Q_1 = h \frac{\rho_1}{\rho_0} V_1; \quad Q_2 = h \frac{\rho_2}{\rho_0} V_2; \quad Q = h \frac{\rho_c}{\rho_0} V_0. \quad (3)$$

Здесь Q_1 – расход СГ (в канале 1), Q_2 – половина расхода АГС (в канале 2); Q – половина общего расхода в слившейся струе. Составим уравнение неразрывности:

$$h \cdot \rho_1 V_1 + H \cdot \rho_2 V_2 = d \cdot \rho_c V_0. \quad (4)$$

Пусть σ_1, σ_2 – значения переменной σ , соответствующие скоростям V_1, V_2 .

Рассмотрим случай: $V_1 > V_2$ ($\sigma_1 < \sigma_2$).

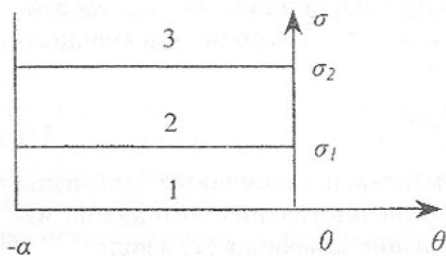


Рис.2. Плоскость годографа скорости

Разобьем плоскость годографа скорости на три области, как показано на рис. 2. Определим граничные условия для функции тока:

$$\begin{aligned} \psi &= Q \quad \text{при } \theta = -\alpha; \quad 0 \leq \sigma \leq \sigma_1; \\ \psi &= Q_2 \quad \text{при } \theta = 0; \quad \sigma_2 \leq \sigma \leq \infty; \\ \psi &= Q_2 \quad \text{при } \theta = -\alpha; \quad 0 \leq \sigma \leq \sigma_1; \quad (5) \\ \psi &= 0 \quad \text{при } \theta = 0; \quad 0 \leq \sigma \leq \sigma_2; \\ \psi &= Q \quad \text{при } -\alpha \leq \theta \leq 0; \quad \sigma = 0. \end{aligned}$$

Обозначим через ψ_i функцию тока для i -й подобласти плоскости годографа. Тогда условия аналитического продолжения примут вид:

$$\psi_1 = \psi_2; \quad \frac{\partial \psi_1}{\partial \sigma} = \frac{\partial \psi_2}{\partial \sigma} \quad \text{при } \sigma = \sigma_1; \quad \psi_2 = \psi_3; \quad \frac{\partial \psi_2}{\partial \sigma} = \frac{\partial \psi_3}{\partial \sigma} \quad \text{при } \sigma = \sigma_2. \quad (6)$$

Решения уравнения (1), удовлетворяющие условиям (5), будем искать в виде

$$\begin{aligned} \psi_1(\sigma, \theta) &= -Q \frac{\theta}{\alpha} + \sum_{n=1}^{\infty} [A_n z_n(\sigma) + B_n \zeta_n(\sigma)] \sin \frac{n\pi}{\alpha} \theta; \\ \psi_2(\sigma, \theta) &= -Q_2 \frac{\theta}{\alpha} + \sum_{n=1}^{\infty} [C_n z_n(\sigma) + D_n \zeta_n(\sigma)] \sin \frac{n\pi}{\alpha} \theta; \\ \psi_3(\sigma, \theta) &= Q_2 + \sum_{n=1}^{\infty} E_n z_n(\sigma) \sin \frac{n\pi}{\alpha} \theta, \end{aligned} \quad (7)$$

где A_n, B_n, C_n, D_n, E_n — произвольные постоянные.

Удовлетворяя условиям (5), (6), получим уравнения

$$\begin{aligned} -Q \frac{\theta}{\alpha} + \sum_{n=1}^{\infty} A_n \sin \frac{n\pi}{\alpha} \theta &= Q; \\ -Q \frac{\theta}{\alpha} + \sum_{n=1}^{\infty} [A_n z_n(\sigma_1) + B_n \zeta_n(\sigma_1)] \sin \frac{n\pi}{\alpha} \theta &= \\ -Q_2 \frac{\theta}{\alpha} + \sum_{n=1}^{\infty} [C_n z_n(\sigma_1) + D_n \zeta_n(\sigma_1)] \sin \frac{n\pi}{\alpha} \theta; \\ \sum_{n=1}^{\infty} [A_n z'_n(\sigma_1) + B_n \zeta'_n(\sigma_1)] \sin \frac{n\pi}{\alpha} \theta &= \sum_{n=1}^{\infty} [C_n z'_n(\sigma_1) + D_n \zeta'_n(\sigma_1)] \sin \frac{n\pi}{\alpha} \theta; \\ -Q_2 \frac{\theta}{\alpha} + \sum_{n=1}^{\infty} [C_n z_n(\sigma_2) + D_n \zeta_n(\sigma_2)] \sin \frac{n\pi}{\alpha} \theta &= Q_2 + \sum_{n=1}^{\infty} E_n z_n(\sigma_2) \sin \frac{n\pi}{\alpha} \theta; \\ \sum_{n=1}^{\infty} [C_n z'_n(\sigma_2) + D_n \zeta'_n(\sigma_2)] \sin \frac{n\pi}{\alpha} \theta &= \sum_{n=1}^{\infty} E_n z'_n(\sigma_2) \sin \frac{n\pi}{\alpha} \theta. \end{aligned} \quad (8)$$

Умножим уравнения (8) на $\sin(n\pi\theta/\alpha)$ и проинтегрируем получив-

шиеся соотношения по θ в пределах от $(-\alpha)$ до 0 . Используя свойство ортогональности функции $\sin(n\pi\theta/\alpha)$, найдем произвольные постоянные и получим следующие выражения для функций тока:

$$\begin{aligned} \psi_1(\sigma, \theta) &= -Q \frac{\theta}{\alpha} - \frac{2}{\pi} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{1}{n} \left\{ Q \cdot z_n(\sigma) + [Q_1(-1)^{n-1} z'_n(\sigma_1) - Q_2 z'_n(\sigma_2)] \zeta_n(\sigma) \right\} \cdot \sin \frac{n\pi}{\alpha} \theta; \\ \psi_2(\sigma, \theta) &= -Q_2 \frac{\theta}{\alpha} - \frac{2}{\pi} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{1}{n} \left\{ [Q + Q_1(-1)^{n-1} \zeta'_n(\sigma_1)] \cdot z_n(\sigma) - Q_2 z'_n(\sigma_2) \cdot \zeta_n(\sigma) \right\} \cdot \sin \frac{n\pi}{\alpha} \theta; \\ \psi_3(\sigma, \theta) &= Q_2 - \frac{2}{\pi} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{1}{n} \left\{ [Q + Q_1(-1)^{n-1} \cdot \zeta'_n(\sigma_1) - Q_2 \zeta'_n(\sigma_2)] \cdot z_n(\sigma) \right\} \cdot \sin \frac{n\pi}{\alpha} \theta. \end{aligned} \quad (9)$$

При $V_1 < V_2$ выражения для ψ_1 и ψ_2 остаются неизменными, а выражение для ψ_3 принимает вид:

$$\psi_2(\sigma, \theta) = -Q_2 \frac{\theta}{\alpha} + Q_2 - \frac{2}{\pi} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{1}{n} \left\{ [Q - Q_2 \zeta'_n(\sigma_2)] \cdot z_n(\sigma) - [Q_1(-1)^{n-1} z'_n(\sigma_1) \cdot \zeta_n(\sigma)] \right\} \cdot \sin \frac{n\pi}{\alpha} \theta. \quad (10)$$

Найдем выражения для свободной границы слившейся струи. Для этого воспользуемся формулами перехода к физической плоскости [2]:

$$dx = -\frac{\cos \theta}{V_0} \left(\frac{\partial \psi_1}{\partial \sigma} \right)_{\sigma=0} \cdot d\theta; \quad dy = -\frac{\sin \theta}{V_0} \left(\frac{\partial \psi_1}{\partial \sigma} \right)_{\sigma=0} \cdot d\theta. \quad (11)$$

С помощью (9), (11) получим

$$dx = -\frac{2Q \cos \theta}{\pi V_0} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{g_n}{n} \sin \left(\frac{n\pi}{\alpha} \theta \right) d\theta; \quad dy = -\frac{2Q \sin \theta}{\pi V_0} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{g_n}{n} \sin \left(\frac{n\pi}{\alpha} \theta \right) d\theta, \quad (12)$$

где

$$g_n = z'_n(0) + \frac{Q_1}{Q} (-1)^{n-1} z'_n(\sigma_1) - \frac{Q_2}{Q} z'_n(\sigma_2). \quad (13)$$

Функции $x(\theta), y(\theta)$ должны удовлетворять граничным условиям: $x = h \cdot \sin \alpha; y = H + h \cdot \cos \alpha$ при $\theta = -\alpha$.

Проинтегрировав (12) при граничных условиях (14), получим уравнения свободной границы:

$$\begin{aligned} x(\theta) &= h \cdot \sin \alpha + \frac{Q}{V_0 \pi} \cdot \sum_{n=1}^{\infty} \frac{g_n}{n} [I_{1n}(\theta) - I_{1n}(-\alpha)]; \\ y(\theta) &= H + h \cdot \cos \alpha + \frac{Q}{V_0 \pi} \cdot \sum_{n=1}^{\infty} \frac{g_n}{n} [I_{2n}(\theta) - I_{2n}(-\alpha)], \end{aligned} \quad (15)$$

$$\text{где } v = \frac{n\pi}{\alpha}; \quad I_{1n}(\theta) = -\left(\frac{\cos(v+1) \cdot \theta}{v+1} + \frac{\cos(v-1) \cdot \theta}{v-1} \right);$$

$$I_{2n}(\theta) = - \left(\frac{\sin(v+1) \cdot \theta}{v+1} - \frac{\sin(v-1) \cdot \theta}{v-1} \right);$$

Соотношения (15) позволяют исследовать влияние геометрических характеристик рабочей камеры и других параметров прибора на форму свободной границы слившейся струи. На рис. 3 приведены графики, описывающие форму свободной границы для различных углов α наклона каналов СГ.

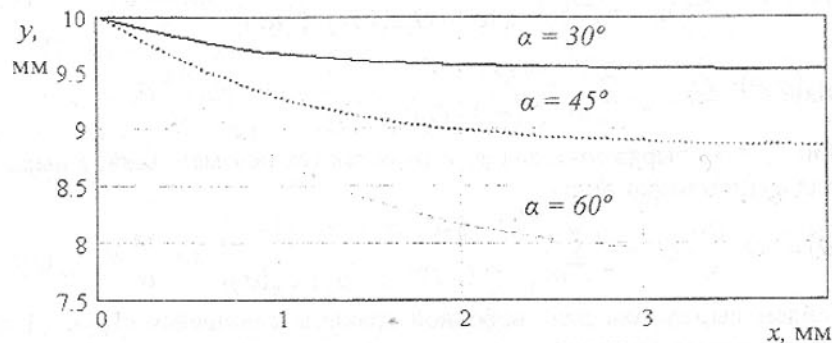


Рис. 3. Формы свободной границы

Проведенные эксперименты показали, что форма свободной границы существенно влияет на метрологические характеристики прибора. В окрестности точки слияния потоков за линией тока ψ_1 образуется зона разрежения, которая приводит к образованию турбулентности, хотя число Рейнольдса для рассматриваемых потоков на порядок меньше критического. Этот вывод подтверждается также тем фактом, что при закрытии каналов СГ течение газа в рабочей камере является ламинарным.

Компьютерное моделирование взаимодействия газовых потоков на основе разработанной математической модели позволяет оптимизировать форму и размеры рабочей камеры газоанализатора, найти наилучший угол α подачи СГ, подобрать оптимальное соотношение расходов АГС и СГ с точки зрения устойчивости и максимальной точности показаний прибора.

Список литературы: 1. Аманназаров А., Шарнопольский А.И. Методы и приборы для определения кислорода (газовый анализ): Справочник. М.: Химия, 1988. – 144 с. 2. Томилов Е.Д. Струйные дозвуковые плоские движения газа. – Новосибирск: Наука, Сибирское отделение, 1980. – 247 с.

Статья поступила в редакцию 08.10.2002 г.

ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ АСУ ТП ТЕХНИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ “ПРОКАТНАЯ КЛЕТЬ”

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

The circuit of modernization of a standard management information system of technical system "rolling mill" is given. The forecast of technological parameters various rolling mills are given at transient. The forecast of geometrical parameters, parameters of a roughness and mechanical properties of hire are given which can be supplied with the modernized management information system at transient.

Автоматизированная система управления технологическим процессом (АСУ ТП) - интегрированная технологическая среда для выработки и реализации управляющего воздействия на объект управления в соответствии с принятыми критериями управления [1]. В общем виде, задача АСУ ТП технической системы “прокатная клеть” сводится к непосредственному управлению технологическими параметрами в процессе прокатки с целью обеспечения требуемых стандартом геометрических параметров и механических свойств проката [2].

В общем случае функционирования технической системы “прокатная клеть” имеет место постоянное изменение краевых условий взаимодействия “валок – прокатываемый металл”. Как результат этого - возбуждение переходного процесса колебательного характера. В этих условиях, попытки АСУ ТП выработать и реализовать управляющее воздействие на прокатываемый металл в режиме непосредственного автоматического управления приводит к взаимному искажению, как управляющего воздействия, так и краевых условий взаимодействия в цепи “валок – прокатываемый металл” [3]. В следствие чего имеет место дальнейший рост колебательных процессов по амплитуде и частоте и, в конечном итоге, отказ от непосредственного оперативного автоматического управления АСУ ТП до момента затухания колебательных процессов. Таким образом, снижаются качественные показатели проката, снижается коэффициент выхода годного проката и растет вероятность аварийных отказов механического оборудования прокатной клетки [4].

Для осуществления эффективного непосредственного управления технической системой “прокатная клеть” в переходном процессе, необходима модернизация существующей (стандартной) АСУ ТП с целью приобретения адаптационных возможностей [5,6]. АСУ ТП с адаптационными возможностями (рис. 1) представляет собой модернизированную замкнутую АСУ ТП непосредственного управления процессом прокатки с дополнительными возможностями оперативного воздействия на геометрические

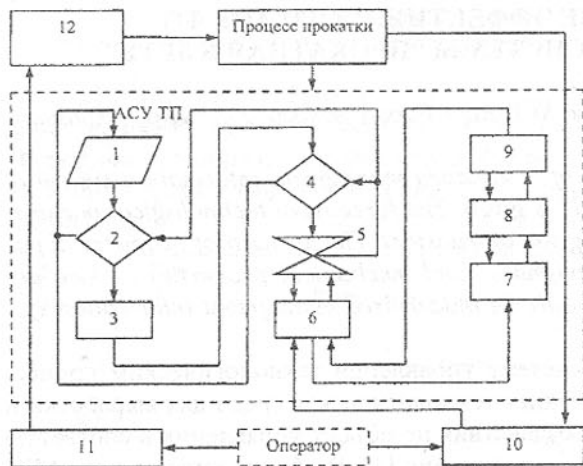


Рис. 1. Принципиальная схема функционирования модернизированной АСУ ТП.

стандартную АСУ ТП (6). Стандартная АСУ ТП реализует их в виде управляющих сигналов привода прокатной клетки (7) и осуществляет непосредственный контроль качественных параметров проката (8) и технического состояния прокатной клетки (9). Результаты непосредственного контроля передаются в блок сравнения (5). В блоке сравнения (5) они сравниваются с результатами прогноза и, при необходимости, осуществляется корректирующее адаптивное моделирование (2, 3, 4) и корректировка базы данных (1). Оператор в любой момент может осуществить визуальный мониторинг (10) функционирования АСУ ТП. Во внештатной ситуации (отсутствие начальных параметров в базе данных, аварийная ситуация), оператор осуществляет непосредственное управление в ручную с помощью задающего устройства (11) и устройства ручного управления (12). В этом случае АСУ ТП с адаптационными возможностями функционирует как стандартная АСУ ТП в режиме советчика, осуществляя корректировку имеющейся базы данных в соответствии с действиями оператора и непосредственный контроль качественных параметров проката (8) и технического состояния прокатной клетки (9). По желанию оператора (10), модернизированная АСУ ТП в любой момент может быть переведена в штатный режим функционирования.

Сравнение результатов функционирования стандартной АСУ ТП прокатной клетки 2000 и промышленного эксперимента дало следующие результаты (смотри таблицу): величина ошибки в процессе оказания управляющего воздействия в переходном процессе по моменту технологи-

параметры и механические свойства проката [7,8]. В штатном режиме, в соответствии с существующей базой данных (1) выполняется адаптивное моделирование (2) с целью получения прогноза качественных параметров и механических свойств проката (3), технических и технологических параметров функционирования прокатной клетки (4). Полученные результаты передаются в блок сравнения (5) и поступают в

ческой нагрузки снизилась в 1,9 раза, по скорости прокатки – в 4,3...5,3, по времени затухания переходного процесса – 2,2...3,9 раза. Таким образом, достигнута устойчивость управляющего воздействия АСУ ТП прокатной клетки в переходном процессе.

Таблица – Сравнительный анализ функционирования АСУ ТП в переходном процессе

| АСУ ТП | Ошибка, % | | | | |
|-------------------|-----------|-----------|-----------|-------|------------|
| | M_{max} | V_{min} | V_{onm} | t_z | t_{Vonm} |
| стандартная* | 48,8 | 11,7 | 11,7 | 37,5 | 50,0 |
| модернизированная | 25,0 | 2,7 | 2,2 | 16,7 | 16,7 |

* - возможна только регистрация параметров в виде дополнительного протокола в случае использования дополнительного аппаратного обеспечения.

Расширение управляющих возможностей АСУ ТП прокатной клетки позволяет дать обоснованный прогноз технологических параметров процесса прокатки, технического состояния прокатной клетки, геометрических параметров и механических свойств проката в переходном процессе для различных типов прокатных клеток.

На рис. 2 приведены результаты прогноза параметров переходного процесса для прокатных клеток стана холодной прокатки 1700 АОЗТ МК им. Ильича (Украина), непрерывного широкополосного стана горячей прокатки 2000 АОЗТ НЛМК, толстолистовых станов 3600 АОЗТ МК "Азовсталь" (Украина) и 3000 АОЗТ МК им. Ильича (Украина).

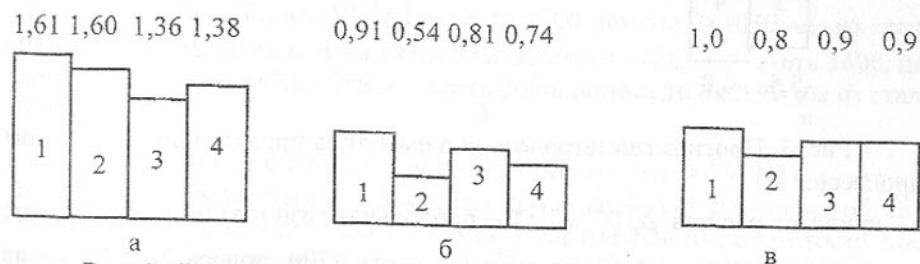


Рис. 2. Прогноз параметров переходного процесса в прокатной клетке:

а – $\frac{M_{max}}{M_m}$; б – $\frac{V_{min}}{V_{onm}}$; в – $\frac{t_z}{t_{Vonm}}$; 1 – клеть 1700, полоса 2x1030 мм из стали 08 кп; 2 – клеть 2000, полоса 8x1680 мм из стали 17ГС; 3 – клеть 3600, полоса 8,0x2500 мм из ВСт 3 сп; 4 – клеть 3000, полоса 16,8x2190 мм из стали 09Г2ФБ.

По результатам прогноза можно заключить, что АСУ ТП с адаптационными возможностями в переходном процессе может обеспечить достаточно высокую стабильность по времени затухания переходного процесса и по кинематическим параметрам прокатки, а по моменту технологической нагрузки обеспечивает приемлемый результат. Отношение времени затухания переходного процесса t_z к времени стабилизации скорости $t_{V_{onm}}$ составляет $0,9 \dots 1,0$, а отношение минимальной скорости в переходном процессе V_{min} к заданной скорости V_{onm} составляет $0,74 \dots 0,91$. Более низкую стабильность кинематических параметров для клетки 2000 можно объяснить влиянием переднего натяжения, так как на стане 2000 металл прокатывается одновременно в нескольких клетях. Отношение наибольшего момента технологической нагрузки в переходном процессе M_{max} к среднему M_m составляет $1,36 \dots 1,61$.

На рис. 3 приведены результаты прогноза геометрических параметров проката при переходном процессе для холоднокатанной полосы 2×1030 мм из стали 08 кп, и горячекатанных полос 8×1680 мм из стали 17ГС, $8,0 \times 2500$ мм из стали ВСт 3сп, $16,8 \times 2190$ мм из стали 09Г2ФБ.

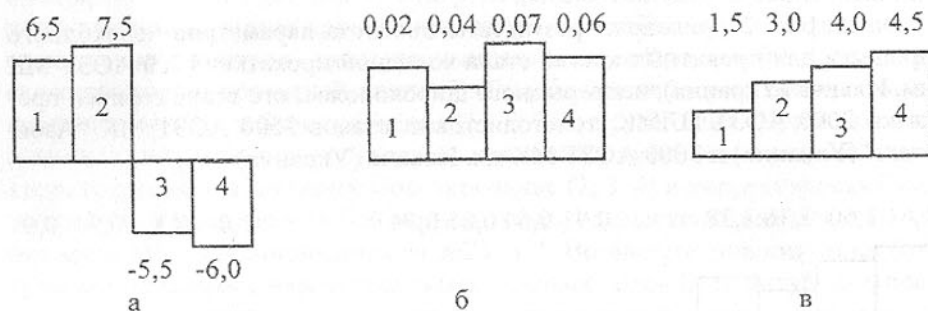


Рис. 3. Прогноз геометрических параметров проката при переходном процессе:

а – кривизна раската $\rho, 10^{-4} \text{ м}^{-1}$; б – продольная разнотолщинность $\delta h, \text{ мм}$; в – плоскостность $A \cdot \lambda, \text{ мм} \cdot \text{ м}^{-1}$; 1 – клеть 1700, полоса 2×1030 мм из стали 08 кп; 2 – клеть 2000, полоса 8×1680 мм из стали 17ГС; 3 – клеть 3600, полоса $8,0 \times 2500$ мм из стали ВСт 3сп; 4 – клеть 3000, полоса $16,8 \times 2190$ мм из стали 09Г2ФБ.

По результатам прогноза можно заключить, что АСУ ТП с адаптационными возможностями в переходном процессе может обеспечить улучшение продольной разнотолщинности δh и плоскостности $A \cdot \lambda$ проката. Величина продольной разнотолщинности составляет $0,02 \dots 0,007$ мм (по

требованиям стандарта не хуже $0,010 \dots 0,012$ мм), а плоскостности $1,5 \dots 4,5 \text{ мм} \cdot \text{ м}^{-1}$ (по требованиям стандарта не хуже $5 \dots 7 \text{ мм} \cdot \text{ м}^{-1}$). Прогноз кривизны проката показал стабильное лыжеобразование при прокатке полос 2×1030 мм из стали 08 кп и 8×1680 мм из стали 17ГС. Отсутствие лыжеобразования прогнозировалось при прокатке полос $8,0 \times 2500$ мм из стали ВСт 3сп и $16,8 \times 2190$ мм из стали 09Г2ФБ, что объясняется особенностями конструкции клетей толстолистовых станов и особенностями технологии прокатки толстых полос.

На рис. 4 приведены результаты прогноза механических свойств и параметров шероховатости проката при переходном процессе для холоднокатанной полосы 2×1030 мм из стали 08 кп, и горячекатанных полос 8×1680 мм из стали 17ГС, $8,0 \times 2500$ мм из стали ВСт 3сп, $16,8 \times 2190$ мм из стали 09Г2ФБ.

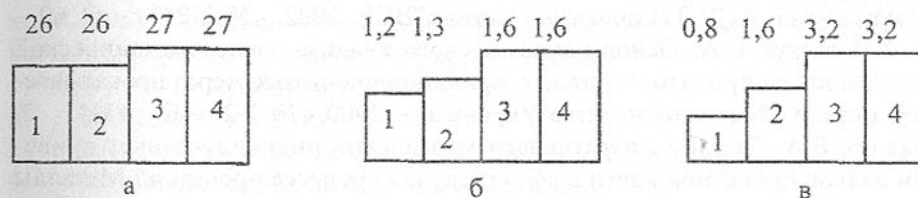


Рис. 4. Прогноз механических свойств и параметров шероховатости проката при переходном процессе:

а – относительное удлинение $\delta, \%$; б – ударная вязкость $KCV, \frac{\text{МДж}}{\text{м}^2}$; в –

шероховатость $R_a, \text{ мм} \cdot 10^{-3}$; 1 – клеть 1700, полоса 2×1030 мм из стали 08 кп; 2 – клеть 2000, полоса 8×1680 мм из стали 17ГС; 3 – клеть 3600, полоса $8,0 \times 2500$ мм из ВСт 3сп; 4 – клеть 3000, полоса $16,8 \times 2190$ мм из стали 09Г2ФБ.

По результатам прогноза можно заключить, что АСУ ТП с адаптационными возможностями в переходном процессе может стабильно обеспечить улучшение механических свойств и параметров шероховатости проката. Величина относительного δ составляет $26 \dots 27 \%$ (по требованиям стандарта не менее $12 \dots 18 \%$), ударной вязкости KCV $1,2 \dots 1,6 \frac{\text{МДж}}{\text{м}^2}$ (по требованиям стандарта $0,8 \dots 1,0 \frac{\text{МДж}}{\text{м}^2}$), шероховатости поверхности R_a $0,8 \dots 3,2 \text{ мм} \cdot 10^{-3}$ (по требованиям стандарта не хуже $2,5 \text{ мм} \cdot 10^{-3}$ для холоднокатанного и $12,5 \text{ мм} \cdot 10^{-3}$ для горячекатанного проката).

Вывод: проведенные выше результаты прогноза параметров переходного процесса для ряда прокатных клетей полосовых станов холодной и горячей прокатки, геометрических параметров, механических свойств и параметров шероховатости при переходном процессе для холоднокатанного и горячекатанного полосового проката показали реальное направление расширения управляющего воздействия АСУ ТП технической системы "прокатная клеть" за счет использования адаптационных возможностей.

АСУ ТП с адаптационными возможностями в режиме непосредственного автоматического управления технической системой "прокатная клеть" может быть реализована в условиях действующего производства за счет модернизации уже существующих стандартных АСУ ТП прокатных клетей.

Список литературы: 1. Гладчук Е.А. Расширение управляющих возможностей АСУ ТП прокатного стана//ВСЁ. 2002. - № 2(24). - С. 62 - 65. 2. Гладчук Е.А. Основы графического анализа электромеханической системы клетки прокатного стана с фрикционной связью через прокатываемый металл// Металлы и литьё Украины. - 2000.- № 1-2. - С. 43-45. 3. Гладчук Е.А. Основы оперативного управления индивидуальным приводом валков прокатной клетки в общем случае процесса прокатки// Металлы и литьё Украины. - 2000. - № 7-8. - С. 52 - 54. 4. Гладчук Е.А. Возможности управления геометрией и механическими свойствами толстого раската в общем случае процесса прокатки// Металлы и литьё Украины. - 2001.- № 1-2. - С. 35 - 38. 5. Гладчук Е.А., Деркач А.В. Прогнозирование параметров общего случая функционирования технической системы прокатная клеть// Металлы и литьё Украины. - 2001.- № 10-11. - С. 44- 47. 6. Гладчук Е.А. АСУ ТП технической системы на примере клетей прокатного стана. В. сб. Прогрессивные технологии и системы машиностроения: Международный сб. научных трудов. - Донецк: ДонГТУ, 2002. Вып. 19. - С. 43 - 50. 7. Гладчук Е.А. Теоретические основы создания многоуровневой АСУ ТП прокатного стана. В. сб. Прогрессивные технологии и системы машиностроения: Международный сб. научных трудов. - Донецк: ДонГТУ, 2002. Вып. 22. - С. 3 - 7. 8. Гладчук Е.А. Анализ возможностей непосредственного автоматического управления технической системой "прокатный стан". В. сб. Прогрессивные технологии и системы машиностроения: Международный сб. научных трудов. - Донецк: ДонГТУ, 2002. Вып. 20. - С. 96 - 100.

Статья поступила в редакцию 30.10.2002 г.

К ВОПРОСУ ОПРЕДЕЛЕНИЯ УГЛОВ ПЕРЕКОСА И СКРЕЩИВАНИЯ ОСЕЙ ОТВЕРСТИЙ В КОРПУСНЫХ ДЕТАЛЯХ ЗУБЧАТЫХ МЕХАНИЗМОВ

Горецкий Г.В. (Красноармейский филиал ДонНТУ, г.Красноармейск, Украина).

In the present work the design of the device for definition of comers of a skew and crossing of axes of apertures in case details of gear mechanisms is described.

Непараллельность и перекос осей отверстий под подшипники в корпусе редуктора в значительной степени отражаются на прилегании зубьев. Причем перекос осей сказывается на полноте контакта сопряженных боковых поверхностей зубьев в большей степени, чем непараллельность осей. Причинами перекоса и непараллельности осей отверстий в корпусе редуктора являются следующие причины:

1. неточность установки борштанги;
2. погрешности станка;
3. деформации корпуса при креплении его к столу станка;
4. коробление корпусных деталей редуктора;
5. неточности расточки отверстий в корпусе по диаметру;
6. остаточные деформации корпусных деталей под воздействием рабочих нагрузок, особенно это касается встроенных редукторов машин.

Правильность установки борштанги проверяется при помощи индикаторов в горизонтальной и вертикальной плоскостях. Согласно [1] отклонения установки борштанги в обеих плоскостях допускаются не более 25 мкм на длине 600 мм. Такой способ установки приемлем в случае, если направляющие стола станка гарантировано правильны.

При окончании расточки в гнезда закладывают фальшвалы и проверяют расстояние между ними (непараллельность) при помощи специально-

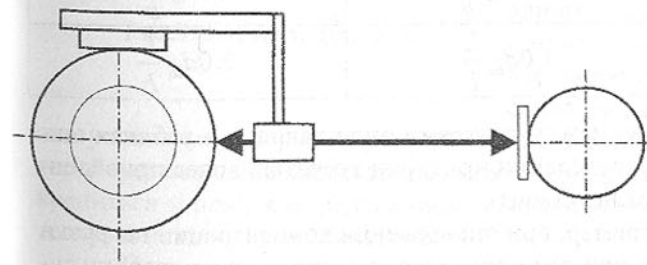


Рис. 1. Специальный штихмас для измерения непараллельности осей в корпусе редуктора.

го штихмаса и набора щупов. Перекос осей определяют индикатором по фальшвалам (до снятия корпуса с расточного станка [6]. Существующий способ измерения громоздок и неточен, так как при измерении приходится пользоваться вспомо-

гательными базами.

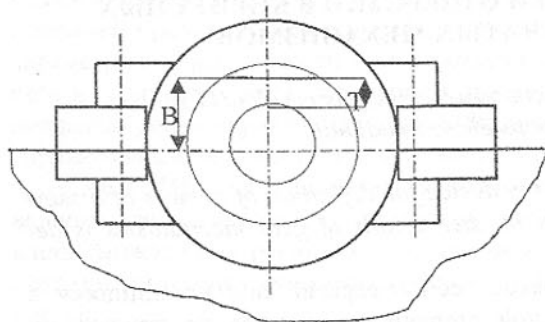


Рис.2. Базовая площадка для определения перекоса осей отверстий в корпусе.

Непараллельность осей можно определить посредством измерения наименьшего расстояния между внутренними поверхностями подшипниковых гнезд с обеих сторон корпуса.

Допускаемый перекос и непараллельность осей в корпусе согласно [1] рекомендуется назначать в зависимости от окружной скорости согласно таблице 1:

Таблица 1 – Допускаемый перекос и непараллельность осей расточенных отверстий в корпусе редуктора.

| Окружная скорость (м/сек) | Допускаемый перекос осей (мкм) | Допускаемая непараллельность осей (мкм) |
|---------------------------|--------------------------------|---|
| $V \geq 15$ | $0,2d_{ш} \frac{L}{b}$ | $0,4d_{ш} \frac{L}{b}$ |
| $V=3-15$ | $0,3d_{ш} \frac{L}{b}$ | $0,6d_{ш} \frac{L}{b}$ |
| $V=0,5-3$ | $0,5d_{ш} \frac{L}{b}$ | $1,0d_{ш} \frac{L}{b}$ |
| $V \leq 0,5$ | $1,0d_{ш} \frac{L}{b}$ | $2,0d_{ш} \frac{L}{b}$ |

Здесь L – расстояние между центрами опор валов, b – рабочая ширина зубчатых колес. При проведении притирки зубчатых колес приведенные в таблице значения можно удвоить.

В ряде случаев, например, при определении концентрации нагрузки по ширине зубчатых колес или для определения припусков на сторону зуба при проведении пространственной модификации зубчатых колес во время выполнения ремонтно-восстановительных работ зубчатых механизмов [2] существует необходимость в определении действительных значе-

В некоторых случаях для измерения перекоса осей на приливах подшипниковых гнезд, базируясь на плоскость разреза крышки корпуса, фрезеруют лыски. В этом случае перекос осей определяют через измерение толщины тела прилива между отверстием и лыской с двух сторон корпуса. Непараллельность осей можно определить посредством измерения наименьшего расстояния между внутренними поверхностями подшипниковых гнезд с обеих сторон корпуса.

ний углов перекоса и скрещивания осей отверстий в корпусных деталях.

В то же время опытных данных по определению деформаций корпуса почти нет. “Технологические” углы перекоса осей обычно не учитываются. Считается, что указанные погрешности устраняются при сборке путем доводочных операций [3].

В [5] отмечается, что углы упругого перекоса элементов передачи под действием нагрузки сопоставимы по величине с углами технологического перекоса, если таковой не устранен при изготовлении.

Согласно [4] перекос осей корпуса вследствие нагрузочных деформаций увеличивает угол перекоса от деформации подшипников γ_n примерно на 25 %:

$$\gamma_{кор} \approx 0,25\gamma_n.$$

Согласно [1] влияние деформации можно компенсировать преднамеренными неточностями в направлении зубьев или же в расположении зубчатых колес (при сборке), но практически это осуществить это очень трудно, так как указанные деформации обычно не превышают 10-20 мкм.

Схема предлагаемого устройства для измерения перекоса и скрещивания осей отверстий корпусной детали зубчатого механизма показана на рис.1. Кронштейн устройства 1 с помощью сегментных упоров (на рисунке не показаны) совмещается с осью одного отверстий корпуса $O-O$. На стержне 2, который может вращиваться вместе с кронштейном относительно оси $O-O$, закреплены оси установки которых перекрещиваются индикаторы. Стержень 2, которой установлена индикаторы, может скользить вдоль кронштейна 1 и крепиться к нему в определенном положении, чем достигается предварительный натяг иглы индикатора 3.

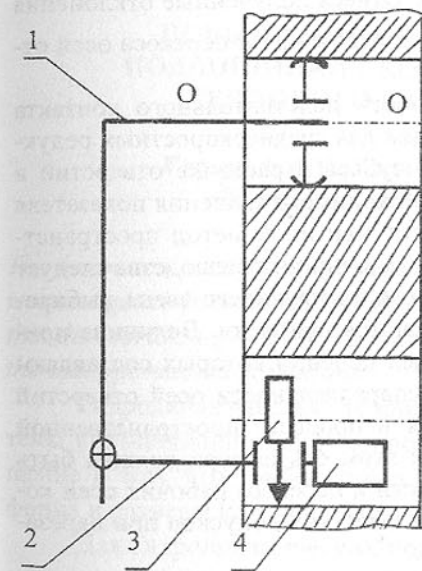


Рис.3. Схема устройства

Применяемый в устройстве метод измерения – сравнение с мерой. В качестве базовой меры принимается размер между осями отверстий с одной стороны корпуса редуктора. При измерении кронштейн устройства

устанавливается по оси О-О отверстия и жестко крепится в нем. Перемещением оси крепления индикаторов по кронштейну добиваемся предварительного натяга иглы индикатора 3 и закрепляем ось индикаторов на кронштейне.

Поворотом кронштейна 1 добиваются максимального значения показания индикатора 3; при этом показания устанавливаем шкалы индикаторов 3 и 4 на нулевую отметку. После этого кронштейн 1 устройства устанавливаем в том же отверстии с другой стороны корпуса. Покачиванием кронштейна 1 добиваемся положения, при котором показания индикатора 3 принимают максимальное значение. В этом случае индикатор 3 покажет величину перекоса осей f_{xr} корпуса, а индикатор 4 – величину скрещивания (непараллельности) осей f_{yr} корпуса. Относя полученные отклонения к размеру L , мы получим значения углов скрещивания и перекоса осей отверстий в корпусе.

Согласно [1] достижение поверхности действительного контакта зубьев до 70-75%, что является нормальным для среднескоростных редукторов, при обычных точности нарезания зубьев и расточке отверстий в корпусе невозможно. Для обеспечения необходимого значения показателя контакта зубьев необходимо применить тот или иной метод пространственной модификации зубьев. В условиях единичного производства следует применить метод пригонки. В качестве компенсирующего звена выбираются зубчатые колеса, на которые назначаются припуски. Величина припусков определяется с помощью размерных цепей, в которых составляющим звеном являются углы перекоса и непараллельности осей отверстий корпуса. Указанные припуски снимаются в процессе пространственной модификации шевингованием зубьев, при этом ось шевера должна быть направлена с учетом углов непараллельности и перекоса рабочих осей колес. В этом случае отпадает необходимость жестких допусков при нарезании зубьев и расточке отверстий в корпусе.

Для увеличения поверхности действительного контакта зубьев следует применить приработку парных зубчатых колес после их монтажа в корпусе. Достоинство приработки заключается в том, что требуемый процент контакта рабочих поверхностей зубьев достигается при этой технологической операции довольно быстро.

Список литературы: 1. Петрусевич А.И., Сабуров М.З. Обработка зубчатых колес и редукторов.- М.: Главное научно-техническое издательство машиностроительной литературы, 1946.- 324с. 2. Определение припусков для отделочной операции цилиндрических прямозубых колес с учетом погрешностей изготовления и сборки деталей зубчатой передачи / Михайлов А.Н., Горещкий Г.В.- Прогрессивные технологии и системы ма-

шиностроения: Международный сборник научных трудов.- Донецк: ДонНТУ, 2002, Вып.20, с.213-219. 3. Часовников Л.Д. Передачи зацеплением.- М.: Машиностроение, 1969. - 486с. 4. Головин В.Ф. О концентрации нагрузок в пямозубой конической передаче // Вестник машиностроения.- 1969.- №1. 5. Громан М.Б. Концентрация нагрузки по ширине зубчатых колес. Сборник статей "Расчет и конструирование деталей машин".-М.: Машгиз, 1956, с.78-115. 6. Справочник технолога-машиностроителя. В двух томах. Изд.3-е переработ. Том 1. Под ред. А.Г.Косиловой и Р.К.Мещерякова. М.: Машиностроение, 1972.- 694с.

Статья поступила в редакцию 14.10.2002 г.

ПОВЫШЕНИЕ НЕСУЩЕЙ СПОСОБНОСТИ ПОДШИПНИКА СКОЛЬЖЕНИЯ УЛУЧШЕНИЕМ ТЕПЛОВОГО БАЛАНСА РАБОЧИХ ЗОН

Горкуша А.Е., Молчанов А.Д., Стеблянко В.Г.
(ДонНТУ, ДонГУЭТ, г. Донецк, Украина)

The theoretical model of parameters of a filling slot bearing in a working area is investigated. It is established theoretically and it is confirmed experimentally, that the lubricating circulating groove in a working area of a bearing improves thermal operational conditions.

Гидродинамическая теория смазки не учитывает деформацию системы шип-подшипник при приложении к нему нагрузки. Основное допущение о том, что трибосистема шип-подшипник является квазитвердой, форма и размеры которой сохраняются, опровергнуты опытами [1].

Для гидродинамических подшипников, работающих в режиме жидкостного трения, значение относительного эксцентриситета находится в пределах $X=0,98...0,995$ ($X = \frac{\Delta - 2h \min}{\Delta}$, Δ - диаметральный зазор, $h \min$ - минимальная толщина смазочного слоя).

Круглая цилиндрическая форма внутренней поверхности вкладыша, согласно гидродинамической теории смазки, без учета деформации системы шип-подшипник дает формулу радиальной несущей способности подшипника [2]:

$$R = C_R d l \mu \omega / \psi^2, \quad (1)$$

где C_R - безразмерный коэффициент грузоподъемности,
 d, l - диаметр и длина подшипника.

μ - вязкость,

ω - окружная скорость,

ψ - относительный диаметральный зазор.

Согласно формуле (1) мощным средством повышения несущей способности подшипника гидродинамического трения могло явиться уменьшение зазора. Однако момент сил сопротивления движению обратно пропорционален зазору и с уменьшением зазора также растёт теплообразование в подшипнике, вызывая повышение температуры, что способствует резкому падению вязкости смазочного материала и падению несущей способности подшипника.

На рис. 1 приведена осциллограмма распределения гидродинамических давлений и профиля зазора в одноклиновом подшипнике гидродинамического трения с баббитовой заливкой под нагрузкой R . Из рис. 1 следует, что в одноклиновом подшипнике, при приложении к нему нагрузки рабочая зона деформируется и представляет собой участок минимального зазора увеличенной протяженности. Объём смазки, прокачиваемый через этот зазор равен $Q = \frac{1}{2} \omega l h_{min}$, (ω - скорость, l - длина, h_{min} - минимальная толщина смазочного материала), т.е. в десятки и сотни раз меньше, чем без учёта деформации. Таким образом, рабочая зона, являющаяся основной зоной теплообразования, практически не охлаждается.

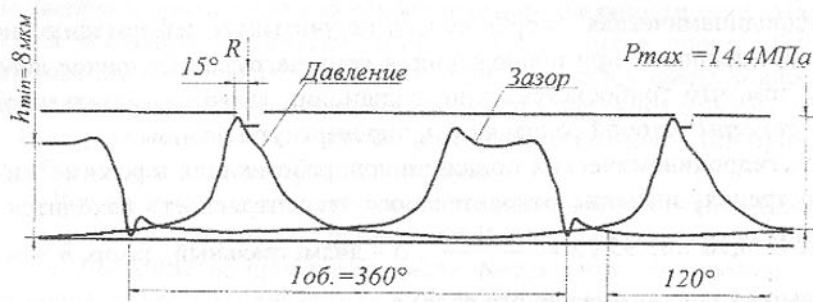


Рис.1. Осциллограмма распределения давления и профиль зазора в баббитовом подшипнике скольжения.

Исходные данные: $D = 100$ мм, $l = 70$ мм, $\psi = 0,0015$, $v = 4$ м/с, $p_{cp} = 4$ МПа

Следовательно, повышение несущей способности подшипника возможно только за счет увеличения циркуляции смазки в рабочей зоне и снижения его температуры.

Такое решение вопроса возможно осуществить одним из следующих приёмов:

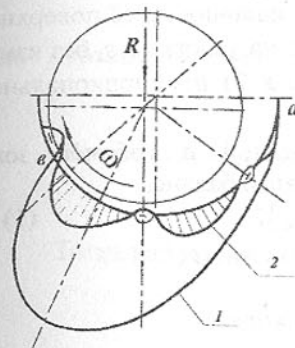


Рис. 2. Эпюра распределения гидродинамических давлений в подшипнике согласно теории. 1 - без канавок; 2 - при наличии канавок; a e - протяженность рабочей зоны.

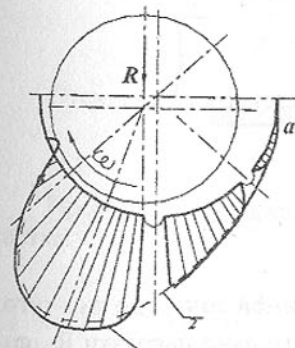


Рис. 3. Эпюра распределения гидродинамических давлений в деформируемом подшипнике при наличии 2-х канавок [3]. 1 - распределение давлений при наличии канавок; 2 - распределение давлений в подшипнике без канавок.

- выполнением микроканавок, нанесенных на рабочую поверхность вкладыша;
- нанесение на рабочей поверхности макро и микроканалов, выполненных виброобработкой;
- увеличением диаметрального зазора;
- дополнительной деформацией вкладыша за счет выполнения на наружной поверхности вкладыша в рабочей зоне поднутрений;
- применением в качестве смазочного материала масел с более высокой вязкостью, обеспечивающих большую толщину смазочного слоя;
- выбором сорта смазочного материала, обеспечивающегося лучшим прилипанием к поверхностям цапфы и вкладыша;
- выполнением на рабочей поверхности вкладыша циркуляционных маслораспределительных канавок.

Из гидродинамической теории смазки известно, что канавки в рабочей зоне снижают несущую способность подшипника. Так, при наличии двух канавок и приложении к шипу нагрузки R , эпюра гидродинамических давлений будет иметь вид приведенный на рис. 2 [3]. Из рисунка следует, что канавки в рабочей зоне резко снижает несущую способность и эпюра гидродинамических давлений для гладкого подшипника (кривая 1) приобретает другую форму (кривая 2) на участках рабочей зоны протяженностью a .

Опытами установлено [3], что в подшипниках гидродинамического трения, вследствие деформируемости системы шип подшипник падение давлений происходит непосредственно над гранями канавок (рис. 2) [3]

Уменьшение площади рабочей зоны за счет наличия на её поверхности канавок приводит к распределению давлений на участке *a* в, без изменения её границ и повышению давлений (кривая 2) пропорциональное площади канавок (Рис. 3)

Тепловой расчет подшипника с канавкой в рабочей зоне выполняется на основе решения уравнения теплового баланса.

$$A = C\gamma Q(t_{\text{вх}} - t_{\text{вх}}), \quad (1)$$

где C, γ - соответственно теплоёмкость и плотность смазки,

A - мощность сил трения,

$t_{\text{вх}}$ и $t_{\text{вых}}$ - температура смазки на входе и выходе.

Наличие смазочной канавки на рабочей поверхности вкладыша делит его на два участка, рис. 4.

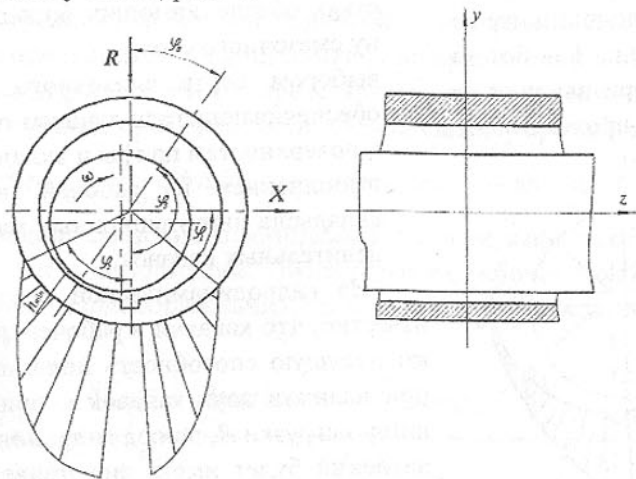


Рис. 4. Схема подшипника с канавкой в нагруженной зоне, где ϕ_0 - угол, определяющий положение линии центров относительно нагрузки R , ϕ_1 - угол между плоскостью разреза X и началом образования смазочного слоя, ϕ_2 - угол между линиями центра и положением канавки; ϕ_3 - угол между канавкой и концом рабочей зоны второго участка.

Тепловой расчет проводим на каждом участке отдельно, так как температура входа для этих участков различная.

Мощность сил, затрачиваемая на трение, определяется по формуле

$$A = M\omega = M \frac{v}{r^2} \quad (2)$$

где M - момент сил трения, равный

$$M = r^2 \int \tau d\phi$$

где τ - касательное напряжение, определенное по формуле

$$\tau = -\mu \frac{v}{h} + \frac{h}{2r} \frac{dp}{d\phi} \quad (3)$$

Мощность сил трения определяется из выражения

$$A = Vr \int \left(\mu \frac{v}{h} + \frac{h}{2r} \frac{dp}{d\phi} \right) d\phi \quad (4)$$

Тогда работа сил трения будет для цельного участка рабочей зоны

$$A = Vr \int_{\phi_1}^{\phi_2} \left(\mu \frac{v}{h} + \frac{h}{2r} \frac{dp}{d\phi} \right) d\phi \quad (5)$$

При наличии канавки работа сил трения на первом участке будет

$$A_1 = Vr \int_{\phi_1}^{\phi_2} \left(\mu_1 \frac{v}{h} + \frac{h}{2r} \frac{dp}{d\phi} \right) d\phi \quad (6)$$

Производную $\frac{dp}{d\phi}$ заменяем ее значением

$$\frac{dp}{d\phi} = \frac{6}{h^2} + \frac{C_1}{h^3}$$

И после подстановки в формулу (6), получаем для первого участка

$$A_1 = \mu_1 v^2 r \int_{\phi_1}^{\phi_2} \frac{d\phi}{h} + \frac{\mu_1 v^2 r}{2\delta^2} \int_{\phi_1}^{\phi_2} h \left(\frac{6}{h^2} + \frac{C_1}{h^3} \right) d\phi \quad (7)$$

Отсюда переходя к безразмерным переменным, находим

$$A_1 = \frac{\mu_1 v^2 r}{\delta} \left[\int_{\phi_1}^{\phi_2} \frac{d\phi}{h} + 3 \int_{\phi_1}^{\phi_2} \frac{d\phi}{h} + \frac{C_1}{2} \int_{\phi_1}^{\phi_2} \frac{d\phi}{h^2} \right] \quad (8)$$

Преобразуя уравнение (8) окончательно получаем для первого участка

$$A_1 = \frac{\mu_1 v^2 r}{\delta} \left[4 \int_{\phi_1}^{\phi_2} \frac{d\phi}{h} + \frac{C_1}{2} \int_{\phi_1}^{\phi_2} \frac{d\phi}{h^2} \right] \quad (9)$$

Аналогичное выражение получится для работы сил трения на втором участке

$$A_2 = \frac{\mu_2 v^2 r}{\delta} \left[4 \int_{\phi_2}^{\phi_3} \frac{d\phi}{h} + \frac{C_1''}{2} \int_{\phi_2}^{\phi_3} \frac{d\phi}{h^2} \right] \quad (10)$$

Расход смазки через подшипник определяется выражением

$$Q = \frac{Vh}{2} - \frac{h^3}{12\mu r} \frac{dp}{d\phi} \quad (11)$$

Для первого участка по формуле (11) с учётом (2)

$$Q_1 = \frac{V\delta}{2} h_{\varphi_3} - \frac{V\delta}{12\mu r} \frac{dp}{d\varphi} \quad (12)$$

Заменяя производную $\frac{dp}{d\varphi}$ на её значение из формулы (7) находим

$$Q_1 = \frac{V\delta C_1'}{12} \quad (13)$$

Расход Q_2 для второго участка определим по формуле

$$Q_2 = \frac{Vh_{\varphi_2}}{2}, \text{ при условии, что } \frac{dp}{d\varphi} = 0$$

В безразмерных переменных

$$Q_2 = \frac{V\delta}{2} \bar{h}_{\varphi} \quad (14)$$

Средняя температура несущего слоя определяется из соотношения

$$t_m = \frac{t_{\text{вх}} + t_{\text{вых}}}{2} \quad (15)$$

Из уравнения теплового баланса находим

$$t_{mj} = t_{\text{вх}} + \frac{A_j}{2C_j Q_j} \quad (16)$$

где j – номер участка (1 или 2).

Зависимость вязкости от температуры определяется по формуле

$$\mu_t \approx \mu_{50} \left(\frac{50}{t} \right)^m,$$

где μ_t – вязкость при температуре $t^{\circ}\text{C}$;

μ – тоже при $t = 50^{\circ}$;

m – опытный показатель степени $m=1,8-2,0$ при коэффициенте кинематической вязкости $\nu < 20 \text{ cSt}$; $m=2,5-3,0$ для средних и тяжелых масел при $\nu_{50} > 30-150 \text{ cSt}$.

Тепловой расчет подшипника с канавкой проводится в следующем порядке. В начале, задавшись средней температурой подшипника, находится вязкость. Затем на основании решения уравнения теплового баланса, новое значение температуры. Проверяем условие $T_1 - T_{\text{ср}}$.

Если условие не будет соблюдаться, то расчеты пока не будут выполняться условие $T_1 - T_{i-1} < \Sigma$ (Σ – заданная погрешность).

Для сравнения теоретических и экспериментальных исследований по влиянию канавки на тепловой баланс рабочей зоны были проведены на стенде испытания подшипников, разработанным в ДонНТУ [5].

Объектом исследования были круглоцилиндрические подшипники диаметром 100 мм и длиной $L=70 \text{ мм}$. Втулки заливались баббитом Б-83 и обрабатывались до шероховатости $Ra=0,63 \text{ мкм}$, а поверхность вала до $Ra=0,32 \text{ мкм}$. На внутренней поверхности вкладыша канавка шириной $b=6 \text{ мм}$,

глубиной 3 мм в двух вариантах: с выходом в торцы и глухая без выхода в торцы.

На рис.5 приведены кривые распределения температуры в подшипнике с выходом в торцы.

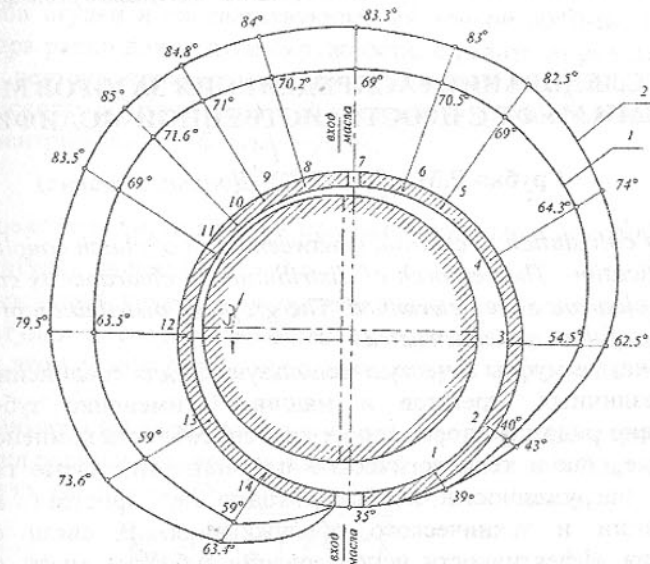


Рис. 5 распределение температуры по окружности подшипника в среднем сечении подшипника с баббитовой заливкой $\bar{h}-8$ при $p_{\text{ср}}=6,5 \text{ МПа}$ $\nu=10 \text{ м/с}$, $\psi=0,00153$

1 – канавка с выходом в торцы;

2 – канавка без выхода в торцы.

Как видно, охлаждающий эффект канавки проявляется только в подшипнике со сквозной канавкой (кривая 1), в тоже время в глухой канавке (кривая 2) такого эффекта не наблюдается.

Таким образом, изменяя параметры канавки, выполненной на рабочей поверхности вкладыша можно улучшить тепловой режим работы и повысить несущую способность подшипника скольжения.

Список литературы: 1.Чернавский С.А. Подшипники скольжения. – М.: ГНТИМЛ. 1963.240 С. 2.Иванов М.Н.. Детали машин . – М.: Высш. Шк., 1991, 383 С. 3.Снеговский Ф.П. Расчет и конструирование подшипников скольжения. – К.: Технік, 1974. – 100С. 4.Снеговский Ф.П, Горкуша А.Е. Влияние смазочных канавок на распределение гидродинамических давлений в подшипниках скольжения. В КН.: Детали

машин. К.: Техніка, 1974, № 19, С. 48-51. 5. Снеговский Ф.П., Горкуша А.Е., Гуня А.П., Маньковский Г.Я., Прилепа В.Т. – Стенд для испытания подшипников. – Вестник машиностроения, № 9, 1980, с.17-19.

Статья поступила в редакцию 14.10.2002 г.

ИССЛЕДОВАНИЕ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ ЗАЗОРОВ МЕЖДУ ЗУБЬЯМИ МУФТ С ПРОСТРАНСТВЕННОЙ МОДИФИКАЦИЕЙ

Грубка Р.М. (ДонНТУ, г. Донецк, Украина)

Method of calculation of clearance between tooth of clutch couplings with spatial modification. The research of distribution of clearance is conducted. The minimum clearance are determined. The graph of distribution of clearance on an altitude of dens are constructed.

Зубчатые муфты зачастую используются для соединения несоосных валов различных агрегатов и машин. Применение зубчатых муфт обусловлено рядом факторов, таких как: способность компенсировать, как монтажные, так и технологические погрешности; малые габариты при высокой нагруженности и быстроходности; простота конструкции, эксплуатации и технического обслуживания. В связи с этим для повышения эффективности использования зубчатых муфт, снижения их металлоемкости и как следствие габаритных размеров, снижение трудоемкости обработки актуальным является решение задач по более точному определению их условий эксплуатации. К таким задачам относятся задачи по определению минимальных зазоров между зубьями, определение зазоров между активными боковыми поверхностями контактирующих зубьев.

Характер распределения зазоров между зубьями зависит от целого ряда факторов, таких как конструктивные особенности соединений и составляющих погрешностей передачи. Распределение зазоров оказывает непосредственное влияние на распределение нагрузки между зубьями, а значит и на эксплуатационные возможности зубчатых муфт. Вопросы исследования распределения зазоров и нагрузки между зубьями описаны в работах [1, 2, 3]. Но все они касаются либо зубьев с прямолинейной образующей, либо зубьев с бочкообразной модификацией и не учитывают особенностей взаимодействия пространственно модифицированных зубьев зубчатых муфт.

Для определения значения зазоров между зубьями необходимо рассматривать координаты боковой поверхности втулки и обоймы в одной – абсолютной системе координат $x_{уз}$. Тогда как до этого координаты точек

на боковой поверхности зубьев втулки и обоймы рассматривались в системах координат $x_1y_1z_1$ (система координат обоймы) и $x_2y_2z_2$ (система ординат втулки).

Определим значение зазора между произвольной точкой боковой поверхности зуба втулки и соответствующей ей точкой обоймы. При этом значение зазора равно длине дуги окружности, с радиусом равным проекции радиуса вектора произвольной точки боковой поверхности зубьев втулки на плоскость xOy , в абсолютной системе координат, так как мы рассматриваем центрируемые зубчатые муфты.

$$j = R_{ap}^{am} \cdot \alpha - j_{min}, \quad (1)$$

где R_{ap}^{am} - проекция радиуса вектора произвольной точки боковой поверхности зубьев втулки на плоскость xOy ;

α - центральный угол между произвольной точкой боковой поверхности зуба втулки и соответствующей ей точкой боковой поверхности обоймы (при этом у них равны проекции радиуса вектора на плоскость xOy);

j_{min} - минимальный зазор между зубьями находящимися в контакте.

Проекция радиуса вектора произвольной точки боковой поверхности зубьев втулки на плоскость xOy определяется по зависимости:

$$R_{ap}^{am} = \sqrt{(x_{ap}^{am})^2 + (y_{ap}^{am})^2}, \quad (2)$$

где x_{ap}^{am} , y_{ap}^{am} - координаты боковой поверхности зуба втулки после приведения их в абсолютную систему координат и совершения ими соответствующих относительных движений присущих зубьям втулки зубчатой муфты.

Центральный угол между произвольной точкой боковой поверхности зуба втулки и соответствующей ей точкой боковой поверхности обоймы определяется по зависимости:

$$\alpha = \arctg \frac{|x_{об}|}{y_{об}} - \arctg \frac{x_{ap}^{am}}{y_{ap}^{am}}, \quad (3)$$

где $x_{об}$, $y_{об}$ - координаты боковой поверхности зуба обоймы в абсолютной системе координат соответствующие искомой точке боковой поверхности зуба втулки.

Для определения положения точки боковой поверхности зуба втулки в абсолютной системе координат, найдем углы Эйлера, определяющие положение системы координат втулки относительно абсолютной системы координат, в зависимости от угла перекоса соединения и угла поворота контактирующей пары зубьев.

Выберем три точки лежащие на осях координат абсолютной системы, с координатами $A(1,0,0)$, $B(0,1,0)$, $C(0,0,1)$ и придадим им относительные движения присущие зубьям зубчатых муфт в процессе их работы. Для этого проведем расчеты по формулам работы [4, 5]. В результате расчетов получим координаты определяющие положение осей системы координат втулки относительно осей абсолютной системы координат.

Определим косинусы углов Эйлера по зависимостям [6, 7, 8], с учетом условий решаемой задачи:

$$\begin{aligned} \cos \theta &= \frac{z_C}{\sqrt{(x_C)^2 + (y_C)^2 + (z_C)^2}}, \\ \cos \varphi &= \frac{x_N}{\sqrt{(x_N)^2 + (y_N)^2}}, \end{aligned} \quad (4)$$

$$\cos \psi = \frac{x_A \cdot x_N + y_A \cdot y_N}{\sqrt{(x_A)^2 + (y_A)^2 + (z_A)^2} \cdot \sqrt{(x_N)^2 + (y_N)^2}},$$

где x_C, y_C, z_C - координаты точки С лежащей на оси Oz_2 с учетом относительных движений зубьев;

x_A, y_A, z_A - координаты точки А лежащей на оси Ox_2 с учетом относительных движений зубьев;

x_N, y_N - координаты точки, лежащей на прямой пересечения плоскостей yOx и y_2Ox_2 , причем прямая ON , оси Oz и Oz_2 образуют тройку той же ориентации как и координатные оси Ox, Oy, Oz .

Значение координат x_N и y_N определяется как векторное произведение векторов OC и OC_2 . После подстановки значений и выполнения преобразований значения координат составят: $x_N = -y_C$, $y_N = x_C$.

Зная косинусы углов Эйлера, определим синусы этих же углов. Полученное значение косинусов и синусов углов Эйлера подставляем в зависимости для определения направляющих косинусов [7, 8]:

$$\begin{aligned} a_{11} &= \cos \psi \cos \varphi - \sin \psi \cos \theta \sin \varphi, \\ a_{12} &= \sin \psi \cos \varphi + \cos \psi \cos \theta \sin \varphi, \\ a_{13} &= \sin \theta \sin \varphi, \\ a_{21} &= -\cos \psi \sin \varphi - \sin \psi \cos \theta \cos \varphi, \\ a_{22} &= -\sin \psi \sin \varphi + \cos \psi \cos \theta \cos \varphi, \\ a_{23} &= \sin \theta \cos \varphi, \\ a_{31} &= \sin \varphi \sin \theta, \\ a_{32} &= -\cos \psi \sin \theta, \\ a_{33} &= \cos \theta. \end{aligned} \quad (5)$$

Тогда значение координат точки боковой поверхности зуба втулки в

абсолютной системе координат определится из системы уравнений:

$$\left. \begin{aligned} x_{op}^{gm} &= a_{11}x_2 + a_{12}y_2 + a_{13}z_2; \\ y_{op}^{gm} &= a_{21}x_2 + a_{22}y_2 + a_{23}z_2; \\ z_{op}^{gm} &= a_{31}x_2 + a_{32}y_2 + a_{33}z_2. \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

Координаты точки боковой поверхности зуба обоймы соответствующие искомой точки боковой поверхности зуба втулки определяются из условия равенства проекций радиуса вектора на плоскость xOy $R_{op}^{gm} = R_{ob}$:

$$\varphi = \sqrt{\frac{(R_{op}^{gm})^2}{(r_a)^2} - 1}. \quad (7)$$

Затем подставляем полученное значение угла φ в выражение работы [4] и получаем координаты боковой поверхности обоймы соответствующие искомой точке на поверхности втулки.

Для нахождения распределения зазоров между боковыми поверхностями зуба втулки и зуба обоймы необходимо определить координаты боковой поверхности зубьев втулки в абсолютной системе координат по зависимостям (6). Затем подставить полученные значения в зависимость (2) для определения значения проекции радиуса вектора на плоскость xOy , а после чего в зависимость (7) для определения параметров точки боковой поверхности обоймы соответствующей искомой точке боковой поверхности втулки. После чего по зависимости (3) можно определить центральный угол и подставив значения из формул (2) и (3) в зависимость (1) при $j_{min} = 0$ определить значение зазора между боковыми поверхностями зуба втулки и обоймы. Прделав все выше перечисленное для всех контактных точек и изменяя значения угла поворота соединения ψ_{op} можно определить распределение зазоров между поверхностями всех зубьев втулки и обоймы в пределах контактной зоны. Из полученных данных найти значение $j_{min} = k$ и вычесть это значение из всех зазоров рассчитанных ранее. Таким образом мы получим зубья находящиеся в контакте и реальное распределение зазоров после выбора люфта.

Проведем расчет зазоров для номинальных значений углов перекося $\omega_n = 2,4^\circ$ и $\omega_n = 3,2^\circ$. А так же при изменении угла перекося (отклонении его от номинального значения). Для чего значение координат боковой поверхности зуба втулки найдем исходя из условия $\omega_n = const$, а значения зазоров будем искать при условии изменения реального угла перекося зубьев ω_p . При этом реальный угол перекося принимает значения: 2,4; 2,6; 2,8; 3,0; 3,2. Для упрощения расчетов составим программу в математическом пакете MathCAD 2000. Полученные результаты расчетов сведем в табл. 1.

Таблица 1 – Значение минимальных зазоров между контактирующими зубьями в пределах контактной зоны, 10^{-3} мм.

| № п/п | ω_n , град | ω_p , град | Значение угла ψ_{ep} для пары контактирующих зубьев, рад | | | | |
|-------|-------------------|-------------------|---|-------------------|-------|-------|-------|
| | | | 0 | 0,209 | 0,419 | 0,628 | 0,838 |
| 1 | 2,4 | 2,4 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| 2 | 2,4 | 2,6 | 0 | 6,25 | 16,12 | 18,87 | 21,50 |
| 3 | 2,4 | 2,8 | 0 | 6,90 | 27,36 | 35,50 | 41,27 |
| 4 | 2,4 | 3,0 | 0 | 5,84 | 27,99 | 51,89 | 59,40 |
| 5 | 2,4 | 3,2 | 0 | 5,51 ³ | 28,45 | 64,92 | 75,80 |
| 6 | 3,2 | 2,4 | 7,18 | 2,89 | 1,33 | 0 | 1,80 |
| 7 | 3,2 | 2,6 | 7,63 | 2,84 | 1,34 | 0 | 1,74 |
| 8 | 3,2 | 2,8 | 6,03 | 2,87 | 0,87 | 0 | 1,23 |
| 9 | 3,2 | 3,0 | 4,59 | 2,15 | 0,42 | 0 | 0,65 |
| 10 | 3,2 | 3,2 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |

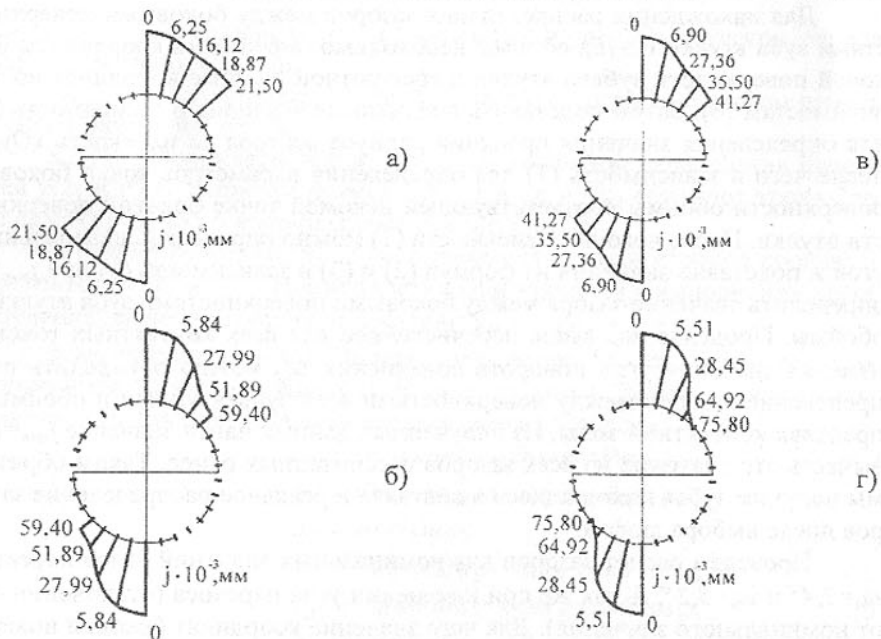


Рис. 1. Эпюры распределения зазоров при $\omega_n < \omega_p$: а - при $\omega_p = 2,4^\circ$, б - при $\omega_p = 2,6^\circ$, в - при $\omega_p = 2,8^\circ$, г - при $\omega_p = 3,0^\circ$.

Как видно из табл. 1, для случая $\omega_n = \omega_p$ распределение зазоров носит равномерный характер. Зазоры между парами находящимися в пределах контактной зоны равны 0. На рис. 1 а - г показаны эпюры распределения

нагрузки для случая $\omega_n < \omega_p$. Как видно из эпюр происходит увеличение минимальных зазоров между контактирующими парами зубьев в пределах контактной зоны с увеличением угла ω_p . И при уровне податливости элементов муфты до 0,01 мм в контакте будет находиться две диаметрально противоположные пары зубьев. Контакт зубьев носит при этом точечный характер. Причем контактирование осуществляется у ножки зуба втулки.

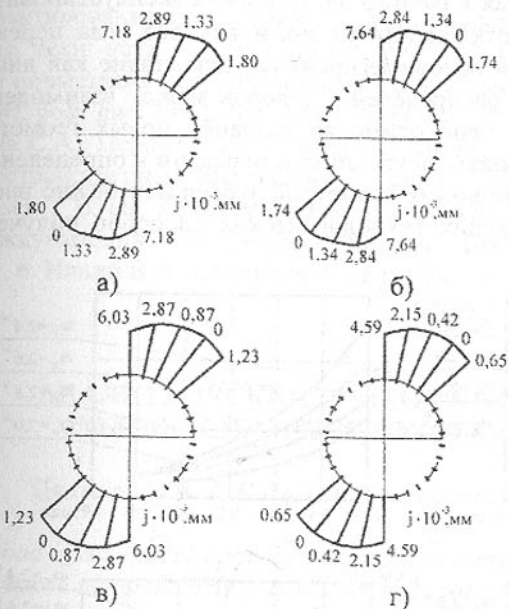


Рис. 2. Эпюры распределения зазоров при $\omega_n > \omega_p$: а - при $\omega_p = 2,4^\circ$, б - при $\omega_p = 2,6^\circ$, в - при $\omega_p = 2,8^\circ$, г - при $\omega_p = 3,0^\circ$.

этом случае зона контакта перемещается ближе к головке зуба втулки.

Рассмотрим изменение величины зазора по высоте зуба для случая $\omega_n > \omega_p$. По данным полученным в результате расчета строим графики зависимости изменения зазоров по высоте зуба $j = f(\varphi)$, для контактных линий на которых выбрана точка с минимальным зазором для данной контактирующей пары зубьев.

Как видно из графиков рис. 3 характер контактирования носит также точечный характер. Причем пятно контакта локализовано у ножки зуба втулки и имеет незначительную длину. А при угле поворота соединения $\psi = 0,838$ рад контактная линия вырождается в точку и зазоры равны минимальному значению для данного угла. Поэтому данные условия эксплуата-

Т. е. эксплуатационные условия для данной пространственной геометрии неудовлетворительные.

На рис. 2. (а - г) показаны эпюры распределения нагрузки для случая $\omega_n > \omega_p$. При этом наблюдается картина более равномерного распределения минимальных зазоров между контактирующими зубьями в пределах контактной зоны. С уменьшением ω_p происходит увеличение значений минимальных зазоров. В этом случае под нагрузкой и с учетом податливости элементов муфты все зубья находятся в контакте. Но характер контактирования носит также точечный характер, причем в

ции

Таким образом разработанная методика расчетов зазоров между зубьями позволяет исследовать характер взаимодействия зубьев зубчатых муфт с любой формой модификации зубьев, в том числе и пространственной.

Выполнив анализ проведенных исследований можно сделать вывод о том, что геометрия изложенная в работах [4,5] должна эксплуатироваться при угле перекоса ω_r . При отклонении от номинального угла перекоса данная геометрия теряет свои основные преимущества, такие как линейный контакт и равномерное распределение зазоров между взаимодействующими зубьями. Поэтому необходимости создания новых геометрий зубьев способных компенсировать погрешности передачи в определенном интервале значений. Создание новых геометрий зубьев неизбежно влечет за собой развитие существующих технологических способов получения

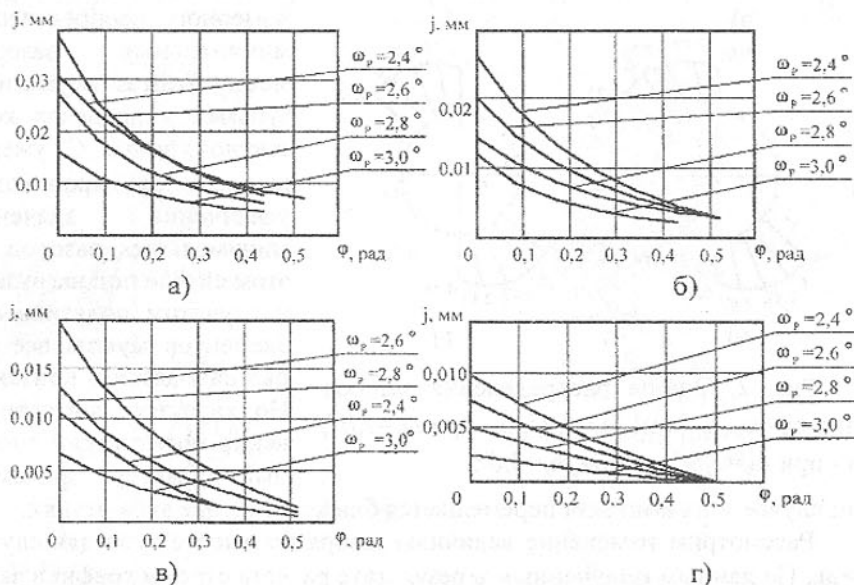


Рис. 3. – Графики распределения нагрузки по высоте зуба в пространственном зацеплении: а - при $\psi=0$ рад, б - при $\psi=0,209$ рад, в - при $\psi=0,419$ рад; г - при $\psi=0,628$ рад.

зубьев, совершенствование оборудования, оснастки и инструмента.

Список литературы: 1. Айрапетов Э. Л., Миржаджанов Д. Б. Зубчатые соединительные муфты. - М.:Наука, 1991. - 250 с. 2. Миржаджанов Д. Б. Конструктивные методы выравнивания зазоров и скоростей скольжения на боковых поверхностях зубьев муфт. - Вестн. машиностроения. 1986, №8, С.15-18. 3. Финиченко В.А. Исследование некоторых вопросов расчета и проектирования зацепления соединительных зубчатых муфт: Автореф. дис. канд. техн. наук. – Донецк, 1974, 29с. 4. А.Н. Михайлов Разработка методов повышения несущей и компенсирующей способности зубчатых муфт. – авт. реф. дис. канд. техн. наук Харьков, 1986, 25с. 5. Михайлов А.Н., Рыбина С.А., Перов Д. В., Оливер Т. Основы синтеза геометрии внутренних пространственных зацеплений с равным числом внутренних и наружных зубьев / В кн. Прогрессивные технологии и системы машиностроения. Международный сб. трудов. - Донецк: ДонГТУ, 2000. Выпуск 10.-С.149-161. 6. Ильин В.А. Аналитическая геометрия, - М.: Наука, - 1988г. – 223с.

Статья поступила в редакцию 18.10.2002 г.

АНАЛИТИЧЕСКИЙ ПОДХОД К КОНСТРУИРОВАНИЮ ГОЛОВОК ПРОЦЕССА ЭКСТРУЗИИ ПОЛИМЕРОВ

Дядичев В.В. (ВНУ имени Владимира Даля, Луганск, Украина)

Method of analytical approach is stated to construction heads of conversion of polymeric material. The way allows to produce on given geometric parameters of head to define the pressure melt. However, primary task of approach is making the designs of heads with least value of losses of pressure.

В последнее время все большее значение в мире занимают проблемы загрязнения окружающей среды. И в первую очередь это касается утилизации отходов в сфере потребления. Проблема утилизации отходов в сфере потребления усугубляется в основном потому, что большая часть товаров обречена на очень кратковременную службу человеку. Они куплены, потреблены и выброшены без должного отношения к их остаточной ценности. Поражают количество энергии и затраты на восстановление окружающей среды при такой структуре потребления.

Самыми разрушительными с экологической точки зрения являются полимерные отходы. Однако полимеры – самые перспективные материалы для производства различных изделий. Полимерные материалы легко поддаются обработке, относительно дешевы, им можно придать любую форму и цвет. Поэтому производство пластмасс в мире с каждым годом растет.

Более перспективным способом утилизации полимерных отходов является их вторичная переработка. В наиболее типичном виде вторичная переработка включает следующие этапы: сбор отходов и транспортировка; сортировка и идентификация; регенерация. К каждому из этих этапов предъявляются определенные технические требования, но наиболее трудоемким из них является сортировка и идентификация.

Из изложенного следует, что вторичная переработка полимерных отходов является исключительно важным процессом с экономической и экологической точки зрения. Тем не менее, существующие методы переработки отходов полимеров не могут обеспечить требуемую производительность переработки и себестоимость готовых изделий из отходов, которая в некоторых случаях оказывается даже выше, чем себестоимость изделий, сделанных из первичных материалов. Не разработана универсальная технология переработки любых видов вторичных полимерных материалов, включая композиционных.

Поэтому представляется целесообразным предложить универсальные технологию и технологическое оборудование, позволяющее методом соэкструзии перерабатывать отходы полимерных материалов, создавая многослойную структуру, осуществляя качественное адгезионное соединение смеси в процессе ее приготовления и уменьшая расход наиболее дорогостоящего вяжущего первичного полимерного материала в зависимости от реального расхода остальных компонентов, обеспечивая при этом требуемые реологические характеристики смеси и прочность готового изделия.

Анализ существующих технологических схем переработки отходов полимеров и конструкций экструзионного оборудования на комплексах по переработке отходов полимерных материалов показал, что перспективным направлением является создание четырехсекционных шнеков для экструдеров, способных перерабатывать любые смеси отходов полимерных материалов и автоматизированной системы управления процессом приготовления полимерной смеси, как составной части единого интегрированного производства соэкструзионных изделий. Предложенный обобщающий подход к построению АСУ ТП приготовления многокомпонентной смеси, предусматривает использование эталонных моделей смеси, что существенно упрощает построение математической модели технологического процесса и практическую реализацию системы.

Метод соэкструзии полимеров через плоскощелевую головку широко применим для производства профильных изделий из полимерных материалов. Этим методом производятся трубы, листы, стержни и различные полимерные профили. Важнейшей составляющей этого процесса является экструзионная головка.

Величину объемного расхода расплава, вытекающего из головки под давлением p , можно рассчитать, используя известное уравнение, описывающее течение ньютоновских жидкостей:

$$q = \frac{kp}{\mu}, \quad (1)$$

где p – перепад давления в головке.

Значение k для наиболее простых геометрических форм сечения головки определяется из следующих уравнений:

круглое отверстие
$$k = \frac{\pi R^4}{8L}, \quad (2)$$

где R – радиус отверстия;
 L – длина отверстия;

щель
$$k = \frac{Wh^3}{12L}, \quad (3)$$

где W – ширина щели;
 h – толщина щели;
 L – длина щели;

кольцо
$$k = \frac{\pi(R_0 + R_i)(R_0 - R_i)^3}{12L}, \quad (4)$$

R_i – внутренний радиус кольца;
 R_0 – наружный радиус кольца;
 L – длина кольца.

При расчете по этой упрощенной схеме следует подставлять в уравнение (1) величину эффективной вязкости, определенной при соответствующем значении градиента скорости и соответствующей температуре.

Этими формулами можно пользоваться не только при проектировании новых головок, но также и при анализе характеристик уже существующих головок. Анализируя работу головок даже с сравнительно сложной формой проточной части, можно, зная суммарную величину потерь давления, представить себе, как эти потери распределены по различным участкам головки. При этом градиент скорости рассчитывается для каждого участка отдельно и по нему определяется величина эффективной вязкости, соответствующая режиму течения на этом участке. По полученным данным рассчитывается величина потерь давления. Сумма потерь давления, определенная таким образом для всех участков, должна быть примерно равна фактическому давлению в головке.

При проектировании сложной головки следует начинать с предварительного выбора геометрических размеров головки, которые в дальнейшем

рассчитываются так, как это было описано выше. Если выбранные геометрические размеры оказываются неподходящими и величина потерь давления чрезмерно велика, конструкцию головки несколько изменяют. После проверки ряда последовательно улучшающихся вариантов удастся получить головку с удовлетворительной характеристикой. Головки для шприцевания изделий со сложным поперечным сечением не поддаются этому методу расчета, и их приходится доводить, постепенно подбирая конфигурацию профилирующих элементов головки.

В качестве примера использования изложенной выше методики рассмотрим листовальную головку. Эта головка представляет собой по существу цилиндрическую трубу, в стенке которой расположен паз, направленный вдоль образующей цилиндра.

Внутри трубы градиент скорости равен $4q/\pi R^3$; в губках щели градиент скорости равен $6q/wh^2$; где R – радиус трубы, см; h – ширина щели (расстояние между губками), см; w – длина щели, см; q – расход, см³/сек.

Поскольку в большинстве случаев материал, вытекающий из головки, оказывается при обычном атмосферном давлении, величина падения давления в головке равна показанию датчика давления, установленного в головке. При определении эффективной вязкости расплава используется номограмма зависимости эффективной вязкости рассматриваемого материала от градиента скорости при выбранной температуре.

Примем, что $q = 32,4$; $R = 3,8$; $w = 61,0$; $h = 0,102$. Поток с таким объемным расходом поступает в головку и течет вдоль нее, одновременно выдавливается через боковую щель так, что весь материал выходит через нее прежде, чем достигнет конца головки. Считаем, что величина средней скорости может быть принята равной половине объемного расхода. Тогда градиент скорости составит:

$$\frac{4 \cdot 32,4}{2\pi \cdot 3,8^3} = 0,38 \text{сек}^{-1}.$$

Из номограммы следует, что при этом значении градиента скорости эффективная вязкость равняется $0,32 \text{кГ} \cdot \text{сек} / \text{см}^2$.

Градиент скорости в потоке между губками головки будет равен:

$$\frac{6 \cdot 32,4}{61 \cdot (0,102)^2} = 312 \text{сек}^{-1}.$$

При этом градиенте скорости эффективная вязкость оказывается равной $1,3 \cdot 10^{-2} \text{кГ} \cdot \text{сек} / \text{см}^2$, составляя менее 1/25 эффективной вязкости расплава в центральном канале головки.

По этим данным рассчитываем величину давления в головке.

Из уравнений (1) и (2) следует, что средняя величина потерь давления в центральном канале головки может быть определена из выражения:

$$P_m = \frac{8q_m \mu_m w}{\pi R^4}.$$

Аналогично из уравнений (1) и (3) определится величина потерь давления в губках щели p_l :

$$p_l = \frac{12q_l \mu_l L}{wh^3}.$$

Подставляя приведенные выше значения в эти уравнения и принимая, что длина губок щели $L = 0,508$ см, рассчитаем потери по участкам:

$$P_m = \frac{8 \cdot 16,2 \cdot 0,32 \cdot 61}{3,14 \cdot 3,94^4} = 4,0 \text{кГ} / \text{см}^2$$

$$P_l = \frac{12 \cdot 32,4 \cdot 1,3 \cdot 10^{-2} \cdot 0,508}{61(0,102)^3} = 40,5 \text{кГ} / \text{см}^2$$

Этот расчет показывает, что величина потерь давления в центральном канале головки составляет около 10% потерь давления в губках щели. Очевидно, что из головки такого типа будет шприцеваться лист, толщина которого со стороны, расположенной у входа в головку, намного превысит толщину другого, удаленного от входа края. Для того чтобы избежать получения листа с непостоянной толщиной, следует либо увеличить радиус центрального канала, либо увеличить длину губок щели, либо осуществить одновременно и то и другое. При увеличении длины губок щели одновременно увеличатся и перепад давлений. Суммарное падение давления невелико и составляет только $44,5 \text{кГ} / \text{см}^2$. Известно, что во многих случаях можно допустить значительно большее давление. Если технические условия на лист допускают уменьшение степени продольной вытяжки, то увеличения потерь давления можно добиться, уменьшая расстояние между губками щели. Одновременно необходимо уменьшить степень вытяжки на приемном устройстве. Следует также принять во внимание, что увеличение сопротивления головки может сопровождаться уменьшением производительности экструдера. Для того чтобы все это учесть, необходимо внимательно проанализировать рабочую характеристику экструдера.

Несмотря на весьма приближенный характер, даже такой простой

расчет позволил выявить существенный дефект в конструкции головки и предложить ряд мер для его устранения.

Список литературы: 1. Ким В. С., Скачков В. В. Диспергирование и смешение в процессах производства и переработки пластмасс. – М.: Химия, 1988. – 240 с. 2. Бернхардт Э. Переработка термопластичных материалов. – М.: Химия, 1965. – 747 с. 3. Бартенев Е.Н. Релаксационные свойства полимеров. – М.: Химия, 1992. – 384 с. 4. Гуль В. Е., Кулезнев В. Н. Структура и механические свойства полимеров. М., «Высшая школа», 1966. 5. Каган Д.Ф. Многослойные и комбинированные пленочные материалы. – М.: Химия, 1989. – 288 с. 6. Смирный М.Ф., Локотош Б.Н., Дядичев В.В., Леваничев В.В. Технология многослойного формования полимерных структур, Луганск, Издат-во Восточнокр. Гос. Университета, 1998 –85с.

Статья поступила в редакцию 07.10.2002 г.

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ МАТЕМАТИЧЕСКОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ И САПР ПРИ РАЗРАБОТКЕ УСТРОЙСТВА ДЛЯ ОТСЕЧКИ КОНВЕРТЕРНОГО ШЛАКА

Еронько С.П., Ошовская Е.В., Киселев В.В., Полонская Ю.Г.,
Копейко А.В. (ДонНТУ, г. Донецк, Украина)

The design elaboration of manipulator for converter slag cutting is described in the article. The analytical solution of four link mechanism synthesis problem is given. This mechanism is the main unit of proposed manipulator and provides the assign motion law of pole held cutting element. The 3D solid model of elaborated manipulator is shown. The model is made using the automated design system Autodesk Inventor.

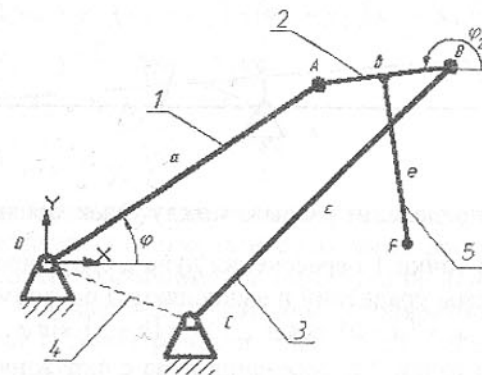
Предотвращение попадания большого количества окислительного шлака в разливочный ковш во время слива стали из кислородного конвертера является важной технологической задачей, от успешного решения которой во многом зависит эффективность мероприятий, связанных с рафинированием металла и его доводкой по химическому составу [1, 2].

Для обеспечения бесшлакового выпуска стали из кислородных конвертеров в настоящее время используется несколько технических решений, предпочтительным из которых является вариант отсечки шлака с применением отсечных элементов поллавкового типа, снабженных направляющим стержнем [3-5].

Специфика работы манипуляторов, осуществляющих подачу отсеч-

ных элементов внутрь конвертера, обусловлена не только экстремальными условиями их эксплуатации (высокие температуры, значительные нагрузки и запыленность окружающего пространства), но и необходимостью обеспечения высокой точности позиционирования рабочего органа и компактности размещения конструкции в нерабочем положении. Указанные особенности эксплуатации предъявляют высокие требования к конструкции манипулятора, которые должны учитываться на стадии его создания. Вопросы синтеза кинематической схемы механизма, обеспечивающего требуемую точность позиционирования отсечного элемента относительно выпускного канала конвертера, и оптимизации конструктивного исполнения механической системы в целом требуют при решении комплексного подхода. В этом случае для получения исходных данных целесообразно использовать метод математического моделирования и САПР, позволяющих имитировать работу манипулятора в различных режимах и определять нужное соотношение линейных и угловых размеров его структурных элементов.

При разработке конструкции нового манипулятора ставилась задача обеспечения возможности ее складывания, что позволяло бы не создавать помехи работающим на площадке возле конвертера другим машинам, выполняющим работы по ремонту (торкретированию) и ломке отслужившей установленный срок огнеупорной футеровки плавильного агрегата. Главным узлом предлагаемой конструкции манипулятора является двухкоромысловый четырехзвенный механизм (рис.1), обеспечивающий заданный закон движения штанги, несущей отсечной элемент (стопор).



1 – коромысло; 2 – шатун; 3 – коромысло; 4 – стойка; 5 – штанга

Рис.1. Схема четырехзвенного рычажного механизма манипулятора

Задача синтеза данного рычажного механизма в соответствии с классификацией, приведенной в работе [6], состоит в определении длины коромысла c и расположения шарнира C .

Движение шарнира B , принадлежащего шатуну (звено 2), происходит по окружности, описываемой уравнением:

$$(x - a \cdot \cos \varphi)^2 + (y - a \cdot \sin \varphi)^2 = b^2, \quad (1)$$

где φ – угол поворота коромысла a , $\varphi = 0 \dots 180^\circ$.

При повороте коромысла 1 на 180° шатун 2 должен расположиться перпендикулярно ему, при этом точка B переместится в точку B_k , а точка A – в точку A_k . Уравнение окружности, проходящей через точки B и B_k , имеет вид:

$$(x - 0.5b)^2 + (y - 0.5b)^2 = 0.25[(2a + b)^2 + b^2]. \quad (2)$$

Центр окружности – точка S – располагается в середине отрезка BB_k , радиус окружности равен половине отрезка BB_k , $R = 0.5BB_k$.

Чтобы принять точку S в качестве точки поворота коромысла 3 (рис. 1), необходимо проверить отсутствие зазоров (разрывов) между траекториями движения шарнира B по окружностям (1) и (2) при вращении коромысла 1 (рис. 2).

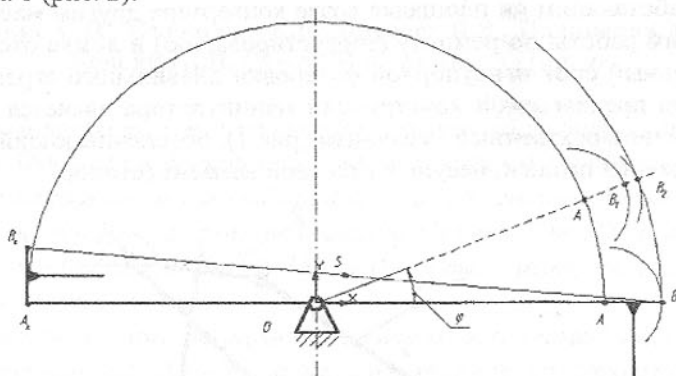


Рис.2. Определение разрыва между траекториями точек

Координаты точки 1 пересечения луча с окружностью (1) находятся как решение системы уравнений и вычисляются по формулам:

$$x_1 = (a + b) \cdot \cos \varphi, \quad y_1 = (a + b) \cdot \sin \varphi. \quad (3)$$

Координаты точки 2 пересечения луча с окружностью (2) определяются по выражениям:

$$x_2 = \frac{b \cdot \cos \varphi (\cos \varphi + \sin \varphi) + \sqrt{D}}{2}, \quad (4)$$

$$y_2 = 0.5b + \sqrt{0.25[(2a + b)^2 + b^2] - (x - 0.5b)^2},$$

где D – дискриминант квадратного уравнения

$$D = b^2 \cos^2 \varphi (\cos \varphi + \sin \varphi)^2 + 4a(a + b) \cos^2 \varphi.$$

Расстояние между точками 1 и 2 вычисляется по формуле

$$l = \sqrt{(x_1 - x_2)^2 + (y_1 - y_2)^2}. \quad (5)$$

Как видно из формул (3)–(4) расположение точек 1 и 2, а значит, и расстояние между ними зависит от угла поворота коромысла φ . Разрыв в траекториях движения шарнира B по окружностям (1) и (2) будет наблюдаться в случае, когда ордината точки 1 будет меньше ординаты точки 2, т.е. при выполнении условия

$$y_1 - y_2 < 0. \quad (6)$$

На основании выражений (3)–(5) была составлена программа в среде MathCAD 7.0 для расчета координат точек 1 и 2 и расстояния между ними при изменении угла поворота коромысла $\varphi = 0 \dots 180^\circ$.

Положение центра окружности (точка C) и ее радиуса r , который является длиной коромысла c , определяется как решение системы уравнений:

$$\begin{cases} (x_1 - x_C)^2 + (y_1 - y_C)^2 = r^2, \\ (x_2 - x_C)^2 + (y_2 - y_C)^2 = r^2, \\ (x_3 - x_C)^2 + (y_3 - y_C)^2 = r^2, \end{cases} \quad (7)$$

из которой после соответствующих преобразований получены выражения:

$$y_C = \frac{(x_2 - x_1)[(x_2^2 + y_2^2) - (x_3^2 + y_3^2)] + (x_3 - x_2)[(x_2^2 + y_2^2) - (x_1^2 + y_1^2)]}{2[(y_2 - y_1)(x_3 - x_2) - (y_3 - y_2)(x_2 - x_1)]},$$

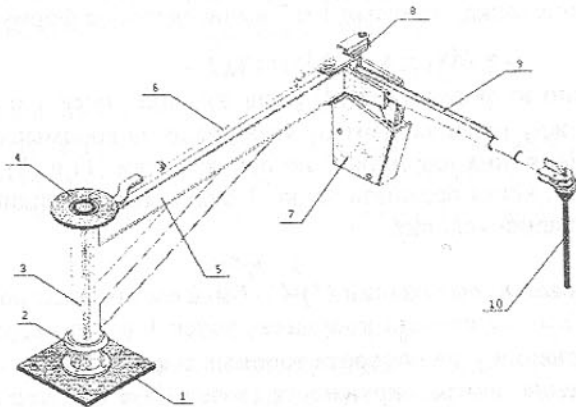
$$x_C = \frac{(x_2^2 + y_2^2) - (x_1^2 + y_1^2) - 2(y_2 - y_1)y_C}{2(x_2 - x_1)}, \quad (8)$$

$$c = r = \sqrt{(x_1 - x_C)^2 + (y_1 - y_C)^2}.$$

Полученные аналитические зависимости позволяют при минимальных временных затратах выполнить необходимые расчеты и построения кинематической схемы разработанной конструкции манипулятора, в наибольшей мере отвечающей условиям конкретного кислородно-конвертерного цеха и геометрическим параметрам применяемого в нем сталеплавильного агрегата.

С целью сокращения продолжительности проектных работ при создании нового манипулятора применен лицензированный программный продукт Autodesk Inventor, позволяющий выполнить с помощью компью-

тера чертежи отдельных деталей проектируемого устройства, его сборку с изображением основных видов и сечений, а также представление в аксонометрии с вращением в пространстве. На рис.3 показан один из вариантов объемного представления спроектированного манипулятора.



1 – опорная плита; 2 – зубчатое колесо; 3 – колонна; 4 – верхняя неподвижная опора; 5 – консоль; 6 – тяга; 7 – механизм наклона штанги; 8 – кронштейн; 9 – полая штанга; 10 – отсечной элемент

Рис.3. Трехмерная модель спроектированного манипулятора

Внедрение предлагаемой установки предполагается в 2003 году в конвертерном цехе ОАО «Енакиевский металлургический завод».

Список литературы: 1. Энкер Б., Пастер А., Швельбергер Й. Новая стопорная система для шлака кислородно-конвертерного производства стали // Металлургическое производство и технология металлургических процессов.–2002.–С.12-20. 2. Новое оборудование для отсечки шлака при выпуске стали из плавильных агрегатов / С.П. Еронько, А.Н. Смирнов, Д.П. Кукуй и др. // Металл и литье Украины.–2002.–№11-12.–С.35-38. 3. Совершенствование способа отсечки конвертерного шлака с помощью плавающих шаровых стопоров / А.Г. Бондаренко, Ю.И. Черевик, Н.А. Маслов и др. // Металлургическая и горнорудная промышленность.–1992.–№2.– С.8-9. 4. Вяткин Ю.Ф., Шор В.И. Отделение металла от шлака при производстве конвертерной стали // Бюл. ЦНИИЧМ.–1985.–№22.– С.29-35. 5. Снижение количества шлака в ковше при выпуске плавки из конвертера / Л.М. Учитель, И.Н. Зигало, Е.Н. Пустовой и др.//Сталь.–1991.–№ 4.– С.27-28. 6. Пейсах Э.Е., Нестеров В.А. Система проектирования плоских рычажных механизмов.–М.: Машиностроение, 1988.– 232 с.

Статья поступила в редакцию 02.10.2002 г.

Зеленый О.В. (ГНТЦ ЯРБ г. Киев, Украина)

The present work affects one of aspects of technical operation, in particular, maintenance service on NPPs, which specificity is connected with directive by the established porosity of realization of scheduled preventive maintenance, functional tests and approbation, high reliability of the equipment, censored observed samples. The article wears statement character.

Основным отличием эксплуатации АЭС является обязательное обеспечение заданного высокого уровня безопасности и установленной номенклатуры и значений показателей надежности [1]. Эти установки обусловили (помимо прочего) многочисленные директивные указания относительно сроков проведения планово-предупредительных ремонтов (ППР) или функциональных испытаний и опробования (ФИО). Документы [2,3] предусматривают различные сроки проведения ППР, общим является то, что эти сроки детерминировано назначаются в даты, кратные кварталам года. Это накладывает свой отпечаток на расчеты определения оптимальных сроков ППР: рассмотрению подлежат сроки: 3, 6, 9, 12 месяцев.

Другой особенностью является высокая надежность оборудования АЭС: наблюдаемые потоки отказов представляют "слабый" статистический материал, зачастую не позволяющий (без привлечения дополнительной информации) оценить показатели безотказности, и ремонтпригодности [4] с учетом требуемой достоверности и точности. Для большинства методов определения оптимальной стратегии технического обслуживания (ТО) [5] необходимо в качестве исходных данных иметь определенную функцию распределения наработки на отказ исследуемого оборудования и ее параметры для использования *параметрических методов* или хотя бы эмпирическую функцию распределения для *непараметрических методов* [6]. Кроме того, наблюдаемые потоки отказов являются по сути цензурированными выборками [7,8].

Помимо специфики предпосылок административного характера и исходных данных специфичными являются и особые требования к эксплуатации отдельных блоков (например, [9,10]).

При построении стратегий технического обслуживания следует учесть, что приоритетными являются показатели безопасности и напрямую связанные с нею показатели надежности (ПН). Любой простой: по причинам необходимости восстановления основного оборудования или для проведения функциональных испытаний и опробования (ФИО), блока АЭС вызовет большие убытки. Особо отметим, что для АЭС наибольшие экономические потери при выполнении регламентных работ происходят

именно из-за факта простоя от недодачи электрической энергии народному хозяйству: простой в течение суток одного блока ВВЭР – 1000 обходится ≈ 1,5 млн. грн (затраты на ремонт, оперативный персонал, ЗИП – на порядок ниже).

Поэтому возникает задача: при обязательном сохранении заданного уровня ПН системы сделать простой минимальными. То есть возникает задача "безопасность - надежность - эффективность". В свою очередь решение этой задачи создает предпосылки для решения задачи оптимизации "надежность – эффективность".

Достичь уменьшения затрат на простой возможно за счет повышения уровня надежности системы применением более надежных элементов (тогда простой, вызванные отказами, будут снижены), или за счет уменьшения суммарного времени, которое расходуется на ФИО.

Решение общей проблемы ТО связано с рядом самостоятельных задач [11,12]:

1. формирование базы данных по показателям надежности;
2. построение математических моделей;
3. выбор запасного комплекта элементов;
4. расчет численного состава обслуживающего персонала;
5. организация контроля параметров систем в процессе эксплуатации и при ФИО;
6. проведение анализа, планирования и управления процессом восстановления

Не рассматривая задач 3-5, только для решения задачи оценки эффективности и определения стратегии ТО следует:

- получить информацию о потоке отказов и восстановлений;
- построить модель функционирования системы (в зависимости от жесткости предположений – марковскую или полумарковскую);
- представить временные диаграммы динамики развития возможных вариантов событий;
- построить граф соответствующих к принятой модели состояний;
- определить (или получить) функции распределения вероятностей переходов с одного состояния к другому;
- определить накопленное время пребывания в состояниях или вероятности пребывания в состояниях.

Естественно, общего подхода к ТО для блока целиком быть не может: даже для отдельных систем назначение оптимальной стратегии является достаточно сложной задачей. На примере систем управления и защиты (СУЗ) покажем только один фрагмент из общей задачи – построение графа состояний.

Введем такие состояния для моделирования функционирования СУЗ:

"0", "1", "1₉₀", "2", "2₉₀", "3", "3₉₀", "4", "4₉₀", "5", "5₉₀", "6", "6₁", "6₂", "6₁₋₉₀", "6₂₋₉₀". Состояния отвечают таким ситуациям:

- "0" – безотказное состояние элемента (напомним, что имеют место отката двух типов: "неплотность" (НП) и "невозможность выполнения функций безопасности" (НВ)). Эффективность 100%. Идет межконтрольное время (между регламентными испытаниями);
- "1" – один отказ типа "НВ" идет межконтрольное время (время между испытаниями). Эффективность 100%. Этот отказ будет выявлен при регламентных испытаниях;
- "1₉₀" – один отказ типа "НВ". Эффективность 90%; %. Идет межконтрольное время. Этот отказ будет выявлен при регламентных испытаниях;
- "2" – два отказа типа "НВ". Эффективность 100%. %. Идет межконтрольное время. Второй отказ будет выявлен при регламентных испытаниях (ремонт начинается сразу после окончания процедуры испытаний);
- "2₉₀" – два отказа типа "НВ". Эффективность 90%. %. Идет межконтрольное время. Второй отказ будет выявлен при регламентных испытаниях (ремонт типа "4" начинается сразу после окончания процедуры испытаний);
- "3" – отказ типа "НП". Эффективность 100% (ремонт типа "5" начинается сразу после выявления этого отказа);
- "3₉₀" – отказ типа "НП". Эффективность 90% (ремонт типа "5" начинается сразу после выявления этого отказа);
- "4" – устранение двух отказов типа "НВ". Эффективность 100%;
- "4₉₀" – устранение двух отказов типа "НВ". Эффективность 90%;
- "5" – устранение отказа типа "НП". Эффективность 100%;
- "5₉₀" – устранение отказа типа "НП". Эффективность 90%;
- "6" – регламентные испытания. Отказов нет. Эффективность 100%;
- "6₁" – регламентные испытания. Один отказ типа "НВ". Эффективность 100%;
- "6₂" – регламентные испытания. Два отказа типа "НВ". Эффективность 100%;
- "6₁₋₉₀" – регламентные испытания. Один отказ типа "НВ". Эффективность 90%;
- "6₂₋₉₀" – регламентные испытания. Два отказа типа "НВ". Эффективность 90%.

На рис 1. Приводится соответствующий граф состояний.

Данный пример свидетельствует о том, что, с одной стороны, решению поставленной задачи предшествует технологический анализ происходящих событий. С другой, то что число состояний (и, соответственно, чис-

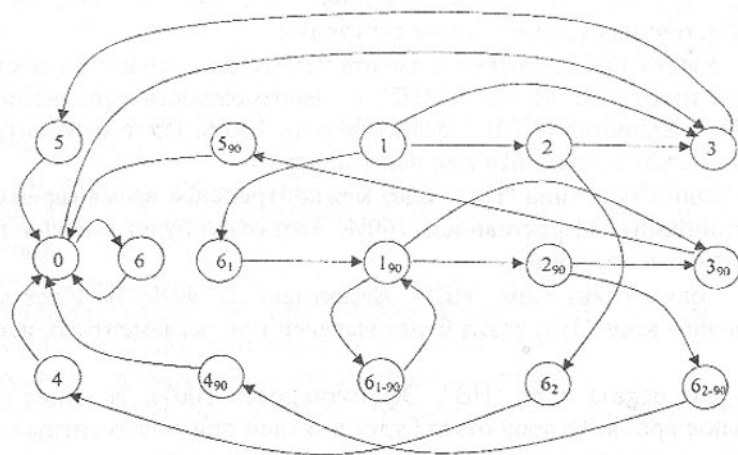


Рис.1. Граф состояний

ло переходов) – велико. Высокая размерность системы требует дополнительного анализа, учитывающего конкретные значения вероятностей пребывания в состояниях и переходов, для принимаемой адаптации модели вычислительным возможностям.

Отметим, что определение искомых значений вероятностей в условиях атомной энергетики усложнено малым числом наблюдаемых событий (отказов) и цензурированностью выборок. В некоторых случаях на помощь приходит аппарат байесовского оценивания [13] нормированная процедура обращения с усеченными выборками [6,7].

Как видим, проблема определения стратегии оптимального ТО для АЭС в настоящее время продолжает быть актуальной, особенно, в условиях их специфики.

Список литературы: 1. ГОСТ 26291-84 (СТ СЭВ 4334-83). Надежность АЭС и их оборудования. Общие положения и номенклатура показателей. 2. РД 53.025.002-86. Правила организации технического обслуживания и ремонта оборудования атомных электростанций. Минатомэнерго СССР. 3. РД 53.025.010-89 Руководящий документ. Система технического обслуживания и ремонта атомных электростанций. Нормативные документы ТО и планового ремонта оборудования. Минатомэнерго СССР. 4. ДСТУ 2860-94. Надійність техніки. Терміни та визначення. 5. ГОСТ 25866-83. Эксплуатация техники. Термины и определения. 6. ДСТУ 3004-95. Надежность в технике. Методы оценки показателей надежности по экспериментальным данным, Киев, 1995. 7. ГОСТ 27.504-84. Надежность в технике. Методы оценки показателей надежности по цензурированным выборкам.

8. Скрипник В.М., Назин А.Е., Приходько Ю.Г., Благовещенский Ю.Н. Анализ надежности технических систем по цензурированным выборкам. – М.: Радио и связь, 1988. – 184 с. 9. Технологический регламент безопасной эксплуатации энергоблока № 1 ЮУ АЭС с реактором ВВЭР-1000 (В-302)1.14-086ИЭ.. 10. Регламент проверок и испытаний систем РУ важных для безопасности блоков "малой серии" (№1,2) ЮУ АЭС. Южноукраинск. 1999. 11. Надежность и эффективность в технике: Справочник. В 10 т.Т. 8: Эксплуатация и ремонт/ Под ред. В. И. Кузнецова и Е. Ю. Барзиловича - 1987, – 320 с.. 12. Барзилович Е.Ю. Модели технического обслуживания сложных систем.–М.: Высшая школа, 1982.– 231 с. 13. Martz H.F., Waller R.A. Bayesian reliability analysis. Krieger Publishing Company. Malabar, Florida. 1991. – 745 p

Статья поступила в редакцию 10.10.2002 г.

ПРИМЕНЕНИЕ СПЕЦИАЛЬНЫХ БЕСКОЛЛЕКТОРНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ ДЛЯ ПРИВОДА ПЕТЛЕДЕРЖАТЕЛЕЙ ШИРОКОПОЛОСНЫХ СТАНОВ ГОРЯЧЕЙ ПРОКАТКИ

Иванов В.С. (АО «НКМЗ», г. Краматорск, Украина)

Presented has been the concept of optimum operation of the looper with the drive from a special-purpose commutatorless motor in the process of tension control in the finishing train of the wide-strip hot mill. Compared have been the technical characteristics of the said motor with the same of the commutator low speed (torque) motors. Substantiated has been the expediency of the use of the commutatorless motor for operation in the static and dynamic modes as applied to the wide-strip hot mills.

Постоянное совершенствование технологического процесса производства горячекатаного листового проката является важнейшим условием повышения качества готового проката. Одной из задач, решение которой обеспечивает устойчивость процесса прокатки, является создание силовой петли металла в межклетевых промежутках непрерывной чистовой группы широкополосного стана горячей прокатки и регулирование натяжения в процессе прокатки.

Известны системы автоматического регулирования натяжения (САРН), выполненные на основе петледержателей с гидравлическим, пневматическим либо электрическим приводами. Достоинства и недостатки этих типов САРН проанализированы в работе [7]. С точки зрения наи-

более полного удовлетворения требованиям технологического процесса, гибкости управления процессом и надёжности оборудования в настоящее время самое широкое распространение получили безредукторные электро-механические петледержатели.

Оптимальное обоснование выбора специального бесколлекторного двигателя для привода петледержателя, оценка его статических и динамических возможностей, а также принятие технического решения, позволяющего обеспечить требуемое быстродействие привода петледержателя, представляют собой важную задачу, требующую изучения.

Известно [1, 3], что процесс прокатки в непрерывной чистовой группе широкополосного стана характеризуется тем, что деформируемый объект (полоса) одновременно находится во всех чистовых клетях. Каждая в отдельности взятая клеть взаимосвязана с остальными клетями через прокатываемую полосу. Это соответствует условию постоянства секундного объёма по каждой клетке:

$$V_1 \cdot h_1 = V_2 \cdot h_2 = \dots = V_i \cdot h_i, \quad (1)$$

где: $V_1 \dots V_i$ — скорость прокатки в i -й клетке;

$h_1 \dots h_i$ — толщина полосы на выходе i -й клетки.

Несоответствие скоростей смежных клеток влечёт за собой как накопление избытка свободной петли в межклетевом промежутке, так и чрезмерную утяжку (уменьшение ширины) полосы, не поддающуюся корректировке другими системами управления. В первом случае (из-за потери связи между смежными клетями) не исключается попадание в последующую клетку межклетевого промежутка полосы с удвоенной или утроенной толщиной, вследствие чего возможна поломка валков, во втором — возможен обрыв полосы. При этом процесс прокатки становится неустойчивым, что может повлечь длительные простои стана.

Из вышеизложенного следует, что требуется контроль величины петли в межклетевом промежутке, обеспечиваемый путём создания незначительного (исключающего утяжку полосы) натяжения, а в случаях нарушения величины натяжения вследствие возмущений — восстановление этого параметра до требуемого значения воздействием на регуляторы скоростей главных приводов смежных клеток. При этом необходимо поддерживать двухстороннюю связь с другими системами, обеспечивающими требуемое качество готового проката.

Известно [3], что для образования силовой петли полосы в промежутках между клетями применяются специальные электро-механические устройства — петледержатели. С точки зрения быстродействия петледержателя в динамических (переходных) процессах (в частности: подъём, опускание) требуется минимум затрат времени (от 0,5 до 1 с) на выполне-

ние этих процессов, поскольку в последнем межклетевом промежутке при скорости до 20 м/с за 1 секунду прокатывается около 20 м полосы без натяжения при разнотолщинности, превышающей допустимую.

В общем случае быстродействие любого исполнительного органа определяется временем переходного процесса, которое, в свою очередь, зависит от конструктивных размеров, определяющих момент инерции привода и статический момент сопротивления механизма. Применительно к петледержателю в переходных процессах учитывается только составляющая статического момента от неуравновешенных частей.

Среди основных параметров, характеризующих петледержатель, наиболее важными являются угол подъёма петледержателя и длина рычага. Выбор оптимальных значений этих величин производится, исходя из условия минимизации как момента инерции петледержателя, так и момента от неуравновешенных частей петледержателя.

После принятия наиболее оптимальной конструкции петледержателя и компоновки его привода (безредукторный, однодвигательный) в качестве базовых параметров установлены следующие:

| | |
|--|---------|
| — длина рычага петледержателя, мм | — 600 |
| — угол поворота рамы петледержателя в положениях, °: | |
| исходном | 5 |
| рабочих: | |
| минимальное | 20...30 |
| максимальное | 45 |
| при перевалке валков | 60. |

В настоящее время создан ряд типов специальных моментных двигателей постоянного тока. Технические характеристики этих двигателей представлены в табл. 1. Там же представлен и бесколлекторный двигатель типа МД-2500 (на более ранней стадии создания — ЭДМ-2500).

Анализ показателей, представленных в табл. 1, показывает, что двигатель МД-2500 имеет меньшую массу в сравнении с другими типами двигателей. Это обусловлено отсутствием массивного медного коллектора и щёточного аппарата, а токоподвод выполнен через гибкие провода. Одним из основных достоинств двигателя МД-2500 является наименьший момент инерции по сравнению с другими аналогами. При этом, как и все другие двигатели, двигатель МД-2500 выполнен в защищённом исполнении с возможностью принудительной вентиляции. Соблюдение указанного тре-

Таблица 1 – Сравнительные технические данные электродвигателей приводов петледержателей широкополосных станов горячей прокатки

| №№ п/п | Наименование и размерность параметров | Значения параметров типа двигателя | | | | | |
|--------|---|--|--|---|--|--|--|
| | | МПС 75-25, Реверсивный | П2-630-157-4УЗ, реверсивный | МД-2500, нереверсивный, бесколлекторный | МПС 90-32 УЗ, 440 В, реверсивный | МПС 90-32 УЗ, 220 В, реверсивный | МПС 90-32 УЗ, 220 В, реверсивный |
| 1 | Тип двигателя | | | | | | |
| 2 | Мощность, кВт | 75 | 50 | | 90 | 90 | |
| 3 | Частота вращения, об/мин | 25 | 16 | | 32 | 32 | |
| 4 | Момент номинальный, кН·м | 28,60 | 29,80 | 24,50 | 26,86 | 26,86 | |
| 5 | Напряжение, В | 220 | 220 | 100 | 440 | 220 | |
| 6 | Ток якоря номинальный, А (в долях от номинального): — максимальная рабочая — выходящая | 475 | 410 | 300 | 290 | 290 | |
| 7 | Перегрузка по току (в долях от номинального): — максимальная рабочая — выходящая | 2,5 2,75 | 2,0 (не более 15 с) 2,25 | 2,0 (не более 20 с) 2,25 | 2,5 (не более 5 с) 2,75 | 2,5 (не более 5 с) 2,75 | независимос |
| 8 | Возбуждение | независимос | независимос 36,673,2 +33% | независимос 43 | независимос 48 | независимос 48 | независимос |
| 9 | Ток возбуждения, А | 56 | | 220/110 | 195,5 | 220/110 | |
| 10 | Напряжение на цепи возбуждения, В | 0,275 | 0,221 | 0,12 | 0,2 | 0,18 | |
| 11 | Момент инерции, т·м ² | 70,9 | 55,3 | | 68,0 | | |
| 12 | К. п. д., % (при P _{ном}) | Закрывает с принудительной вентиляцией. Станина литая. | Закрывает с принудительной вентиляцией. Станина шихтованная. | Защищённое с принудительной вентиляцией | Закрывает с принудительной вентиляцией | Закрывает с принудительной вентиляцией | Закрывает с принудительной вентиляцией |
| 13 | Исполнение | 9000 имеется | 12720 имеется | 9600 нет | 9000 нет | 10800 имеется | |
| 14 | Расход охлаждающего воздуха, м ³ /час | 11,92 | 12,50 | 9,00 | 11,10 | 10,20 | |
| 15 | Возможность соединения «стандарт» | | | | | | |
| 16 | Масса двигателя, т | | | | | | |
| 17 | Наименование и номер документов: — клиентский формуляр — габаритный чертёж — технические условия — ГОСТ | КФ-1190 от 22.06.78. ОБС.302.575 от 21.08.68. ТУ 16-514.079-75 | КФ 157/1 от 14.06.90. ЖБИК.529215.017 | КФ 18-16 ЖБИК.529215.028 | КФ 1670А ОБС.305.895 ГЧ | КФ 1670А ОБС.305.798 ГЧ | |

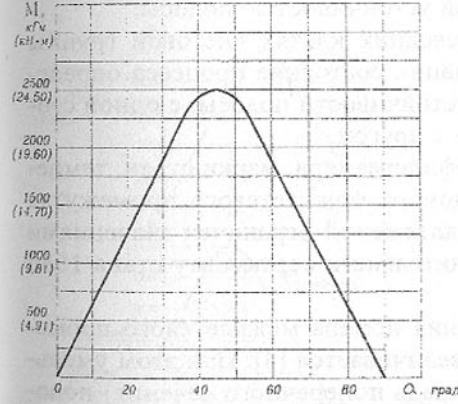


Рис.1. Зависимость момента двигателя ЭДМ-2500 от угла поворота якоря при $I_a=285 \text{ А}$, $I_v=28,4 \text{ А}$

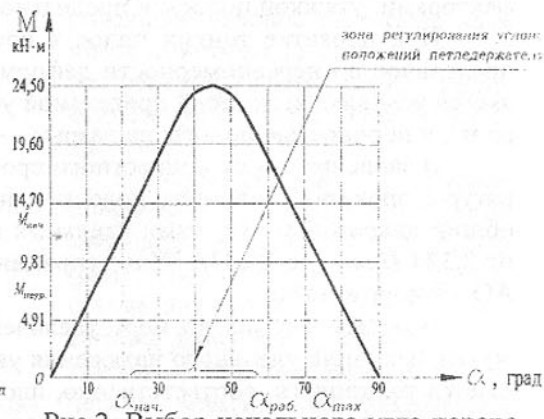


Рис.2. Выбор начального угла поворота якоря двигателя

бования обеспечивает надёжную работу двигателя в режиме практически нулевой скорости (стоянка под током).

Зависимость момента двигателя МД-2500 от угла поворота якоря при номинальных токах якоря (285 А) и возбуждения (28,4 А) представлена на рис. 1.

Использование двигателя МД-2500 обуславливает необходимость выполнения следующих условий:

– в начальной точке траектории подъёма ролика двигатель должен развивать момент, обеспечивающий требуемое быстродействие (т.е. время подъёма петледержателя должно быть не более 0,8 с);

– после вхождения ролика петледержателя в контакт с полосой момент, развиваемый двигателем в зоне регулирования угловых положений петледержателя, должен быть не меньше величины суммарного статического момента.

Реализация указанных условий обеспечивается поворотом (смещением) вала двигателя относительно вала петледержателя (находящегося в горизонтальном положении) на некоторый угол в сторону подъёма рычага петледержателя (рис. 2).

Величина угла $\alpha_{нач}$, соответствующего начальному угловому положению вала якоря двигателя, выбирается такой, чтобы соответствующий ей момент, развиваемый двигателем, был не меньше максимального момента статической нагрузки в исходном положении петледержателя. Возможная дискретность сдвижки угловых положений валов двигателя и петледержателя определяется шагом зубьев соединительных зубчато-

фланцевых муфт. Рекомендуемая дискретность сдвижки — 5 угловых градусов.

В исходном положении рычаг петледержателя поднят на 5 градусов над горизонталью, а отсчёт угла сдвижки вала якоря двигателя выполняется от горизонтального положения в сторону подъёма петледержателя. В связи с этим сдвижка угловых положений вала якоря двигателя и вала петледержателя уменьшается на 5 градусов.

Диапазон значений углов поворота якоря двигателя от $\alpha_{нач}$ до $\alpha_{раб}$ (рис. 2) представляет собой зону регулирования угловых положений петледержателя.

При аналитическом описании автоматических систем регулирования межклетевых натяжений, а также в процессе эксплуатации оборудования весьма часто [2] пользуются величинами не полных, а удельных межклетевых натяжений. Это связано с тем, что их приходится сопоставлять с реальными значениями предела текучести обрабатываемого материала. В общем случае величина удельного натяжения не должна превосходить предел текучести при данном состоянии металла (температура, упрочнение (или наклёп), толщина и ширина полосы).

Величина удельного натяжения определяется двумя граничными факторами: утяжкой полосы и предельной устойчивостью полосы.

При прокатке тонких полос в последних клетях чистой группы предельное по неравномерности деформации состояние процесса определяется условиями: потерей предельной устойчивости полосы, с одной стороны, и прочностью полосы на разрыв — с другой.

В зависимости от конкретного профилеразмера, марки стали, температуры прокатки, толщины полосы и номера межклетевого промежутка общий диапазон допустимых удельных натяжений ограничен значениями от 2,374 Н/мм² до 20,336 Н/мм² (применительно к сортаменту стана 1680 АО «Запорожсталь»).

В общем случае, по мере увеличения номера межклетевого промежутка, величина удельного натяжения увеличивается [4]. При этом уменьшается толщина (и, соответственно, площадь поперечного сечения) полосы, а величина полного натяжения полосы с обеих сторон клетки должна быть равнозначной.

Результаты расчётов моментов инерции системы «двигатель — петледержатель» (приведенных к валу двигателя) представляются двумя окончательными показателями:

момент инерции собственно двигателя (МД-2500): $J_{до} = 120 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$;

суммарный момент инерции системы: $J = 540,754 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$

Применительно к электромеханическому петледержателю с безредукторным приводом: после вхождения ролика петледержателя в контакт с

полосой, момент, развиваемый электродвигателем, уравнивает сумму следующих составляющих статического момента [5]:

$$M_{до} = M_{нат} + M_{изг} + M_{неур} + M_n \pm M_{тр}, \quad (2)$$

где: $M_{нат}$ — момент от натяжения полосы;

$M_{изг}$ — момент от пластического изгиба полосы относительно ролика;

$M_{неур}$ — момент от неуравновешенных частей петледержателя;

M_n — момент от массы полосы в межклетевом промежутке;

$M_{тр}$ — момент от сил трения (знак «+» соответствует процессу подъёма петледержателя, знак «-» — процессу опускания).

Зависимости для расчёта величин составляющих статического момента представлены в [5]. Данные по маркам сталей, необходимые для вычисления составляющей момента от пластического изгиба полосы, использованы из [6, 8]. Значения удельных натяжений для вычисления составляющей $M_{нат}$ вычислялись по рекомендациям, представленным в [4].

Для оценки статических возможностей двигателя были выполнены расчёты величины суммарного статического момента ($M_{см}$) по пяти наиболее энергоёмким профилеразмерам из труднодеформируемых марок стали. Согласно результатам этих расчётов: для преодоления суммарного статического момента в любом из межклетевых промежутков требуется предва-

рительное угловое смещение вала якоря двигателя (в сторону подъёма петледержателя) перед соединением его с валом петледержателя.

Предварительное угловое смещение вала якоря соответствует смещению зависимости $M = f(\alpha)$ (рис. 3, а) влево (рис. 3, б). В этом случае начальный момент, развиваемый двигателем, является достаточным для преодоления статического момента при совершении подъёма петледержателя из исходного положения в рабочем (т.е. момента от неуравновешенных частей).

Значение величины начального углового положения вала якоря двигателя $\alpha_{нач}$, отвечающей повышенному до достаточного уровня статическим возможностям двига-

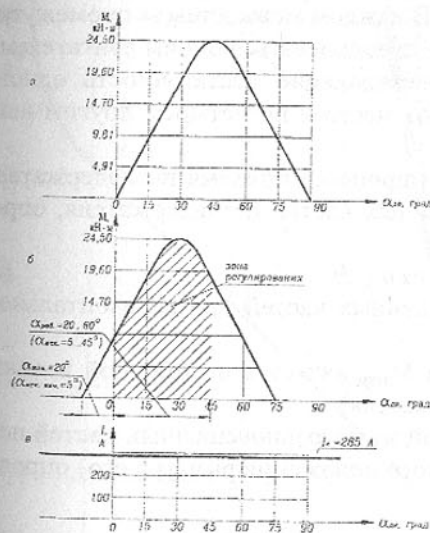


Рис. 3. Повышение величины момента, развиваемого двигателем ЭДМ-2500, изменением величины начального углового положения вала якоря $\alpha_{нач}$.

теля МД-2500, принято равным 20° , а относительно исходного углового положения (равного 5°) вала петледержателя — 15° . При этом ток якоря двигателя ($I_a = 285 \text{ A}$) не зависит от углового положения вала якоря двигателя (рис. 3, в).

На рис. 4 графически представлены характеристики двигателя и суммарного статического момента по межклетевым промежуткам применительно к полосе сечением $3,7 \times 1250 \text{ мм}$ из стали 30ХГСА (кривая изменения суммарного статического момента в четвёртом межклетевом промежутке практически адекватна кривой для пятого промежутка и поэтому на данном рисунке не показана). Следует отметить, что без предварительного углового смещения вала якоря двигателя (зависимость $M_{об} = f(\alpha)$) последний развивает начальный момент порядка $3000 \text{ Н} \cdot \text{м}$, в то время, как противодействующий ему суммарный статический момент (например, в пятом промежутке) составляет примерно $8600 \text{ Н} \cdot \text{м}$. Смещением на 15 угловых градусов (в сторону подъёма петледержателя) вала якоря двигателя относительно исходного положения петледержателя (5°) достигнуто повышение величины начального момента, развиваемого двигателем, до $12500 \text{ Н} \cdot \text{м}$ (т.е. $M_{об} = f(\alpha + 15^\circ)$ теперь находится выше кривых суммарного статического момента в любом угловом положении петледержателя в пределах рабочего). В каждом межклетевом промежутке суммарный статический момент может преодолеваться одним двигателем.

Аналогичные результаты, подтверждающие достаточность одного двигателя в каждом промежутке, имеют место и по четырём другим наиболее энергоёмким профилеразмерам.

Для оценки динамики привода в процессе подъёма петледержателя учитывается момент от неуравновешенных частей петледержателя, определяемый зависимостью:

$$M_{неур} = M'_{неур} \cdot \cos \alpha, \text{ Н} \cdot \text{м} \quad (3)$$

где: $M'_{неур}$ — момент от неуравновешенных частей при горизонтальном положении петледержателя.

Из зависимости (3) следует, что $M_{неур}$ является переменной величиной (функцией угла подъёма петледержателя).

Координаты центров масс каждой из неуравновешенных частей петледержателя (для случая горизонтального положения рычагов его) определяются зависимостями:

$$X_C = \frac{\sum X_i \cdot m_i}{\sum m_i}; \quad Y_C = \frac{\sum Y_i \cdot m_i}{\sum m_i} \quad (4)$$

Расчёты величин момента от неуравновешенных частей петледержателя выполнены для диапазона углов поворота рычага петледержателя $\alpha = 0-60^\circ$ с дискретностью 5° . Результаты этих расчётов представлены в табл. 2.

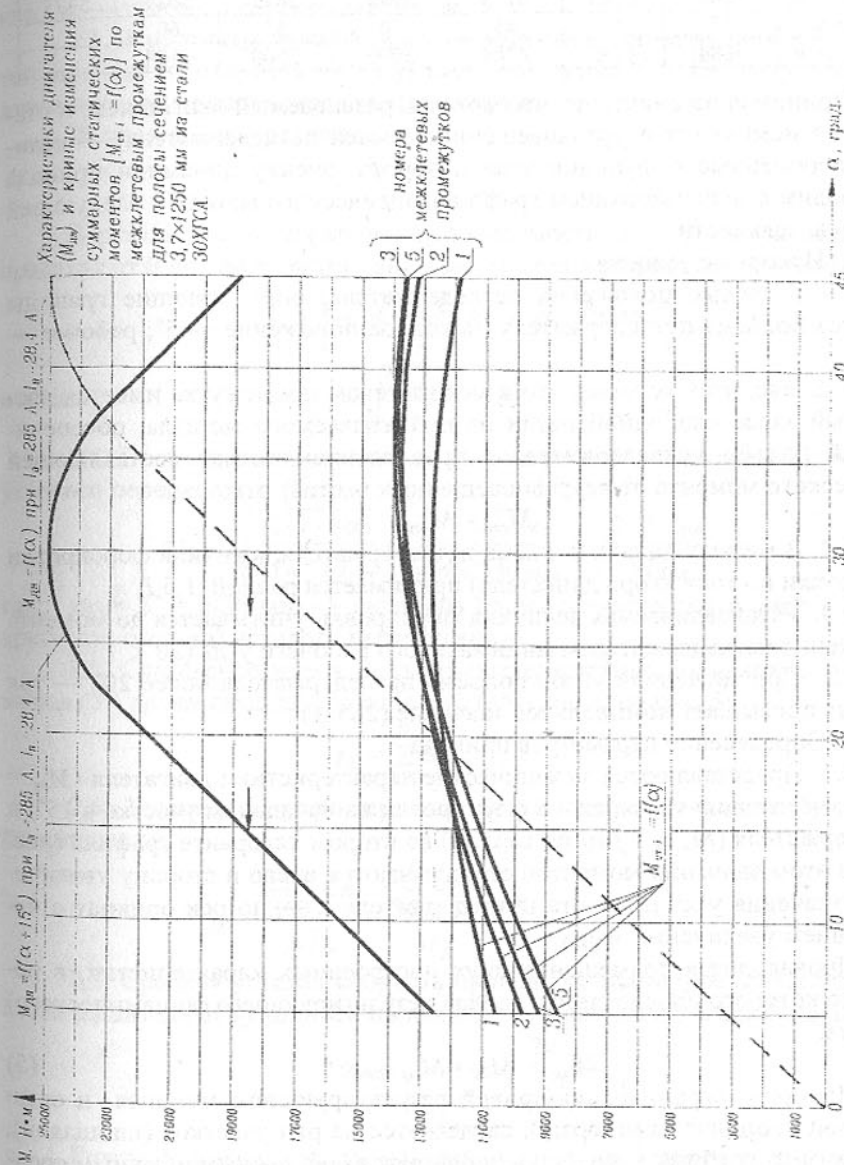


Рис. 4. Оценка статических возможностей двигателя ЭДМ-2500 на полосе сечением $3,7 \times 1250 \text{ мм}$ из стали 30ХГСА.

Таблица 2

| α , град | 0 | 5 | 10 | 15 | 20 | 25 | 30 |
|------------------|------|------|------|------|------|------|------|
| $M_{неур}$, Н·м | 6207 | 6183 | 6113 | 5996 | 5833 | 5625 | 5375 |
| α , град | 35 | 40 | 45 | 50 | 55 | 60 | |
| $M_{неур}$, Н·м | 5084 | 4755 | 4389 | 3990 | 3560 | 3104 | |

Принимая во внимание, что момент, развиваемый двигателем, и статический момент (от неуравновешенных частей петледержателя) — величины переменные в функции угла поворота, оценку динамики привода производим с использованием графо-аналитического метода в следующей последовательности:

1. Исходные условия

1.1. Угловые положения петледержателя, определяющие границы процесса подъема петледержателя (исходное положение — 5° ; рабочее — 45°).

1.2. Вводится условие, что в межклетевом промежутке имеется достаточный запас свободной петли из прокатываемого металла, обеспечивающий подъем петледержателя с преодолением только составляющей статического момента от неуравновешенных частей, т. е.:

$$M_{см} = M_{неур}$$

1.3. В момент начала подъема петледержателя величина форсировки (перегрузки по току якоря двигателя) принимается равной $1,5 I_n$.

1.4. Устанавливаемая величина форсировки учитывается до момента достижения петледержателем минимального рабочего угла (20°).

1.5. При значениях углов подъема петледержателя более 20° — ток якоря не превышает номинальное значение ($285 A$).

2. Определение параметров привода

2.1. Представляются механические характеристики двигателя ($M_{ос} = f(\alpha)$), с учётом полуторакратной форсировки на начальном участке в 15° и петледержателя ($M_{неур} = f(\alpha)$ по табл. 2) во втором квадранте графика (рис. 5). При этом значения моментов откладываются влево в сторону увеличения, а значения угла поворота петледержателя α — по оси ординат с направлением увеличения вверх.

Производится совмещение двух построенных характеристик, в результате которого определяется кривая результирующего (динамического) момента:

$$M_{дин} = M_{ос} - M_{см}. \quad (5)$$

Площадь, ограниченная кривой результирующего момента и осью выходной координаты (α , град.), разделяется на ряд участков (площадей), на каждом из которых момент предполагается постоянным и равным среднему значению.

2.2. Время разгона в общем случае:

$$t_p = \frac{J \cdot \omega}{M_n - M_{см}} = \frac{J \cdot \omega}{M_{дин}}, \quad c, \quad (6)$$

где: ω — угловая скорость двигателя.

2.3. В рассматриваемом приводе выходной регулируемой координатой является не скорость (ω), а угловое положение (α). Поэтому производится переход от параметра ω к параметру α .

Из последнего уравнения:

$$\omega = \frac{M_{дин} \cdot t}{J}, \quad c^{-1}, \quad (7)$$

В результате интегрирования зависимости $\omega = f(t)$ по времени t в пределах от 0 до t , получается зависимость угла поворота (α) от времени t :

$$\alpha = \int_0^t \omega \cdot dt = \int_0^t \frac{M_{дин}}{J} \cdot t \cdot dt = \frac{M_{дин}}{J} \cdot \frac{t^2}{2}, \quad (8)$$

откуда:

$$t = \sqrt{\frac{2 \cdot J \cdot \alpha}{M_{дин}}}, \quad c \quad (9)$$

2.4. Время разгона двигателя на конкретном элементарном участке углового перемещения ($\Delta\alpha$):

$$\Delta t_{pi} = \sqrt{\frac{2 \cdot J \cdot \Delta\alpha}{M_n - M_{см}}} = \sqrt{\frac{2 \cdot J \cdot \Delta\alpha}{M_n - M_{неур}}} = \sqrt{\frac{2 \cdot J \cdot \Delta\alpha}{M_{дин}}}, \quad c, \quad (10)$$

где: $\Delta\alpha = 5^\circ = \pi/36 \text{ рад}$ — величина длины элементарного участка (дискретность отсчёта) углового перемещения.

2.5. Суммарное время подъема петледержателя от исходного положения (5°) до максимального рабочего (45°) согласно рис. 5:

$$t_p = \sum_{i=1}^8 \Delta t_{pi}, \quad c, \quad (11)$$

2.6. Угловая скорость привода на элементарном участке углового перемещения:

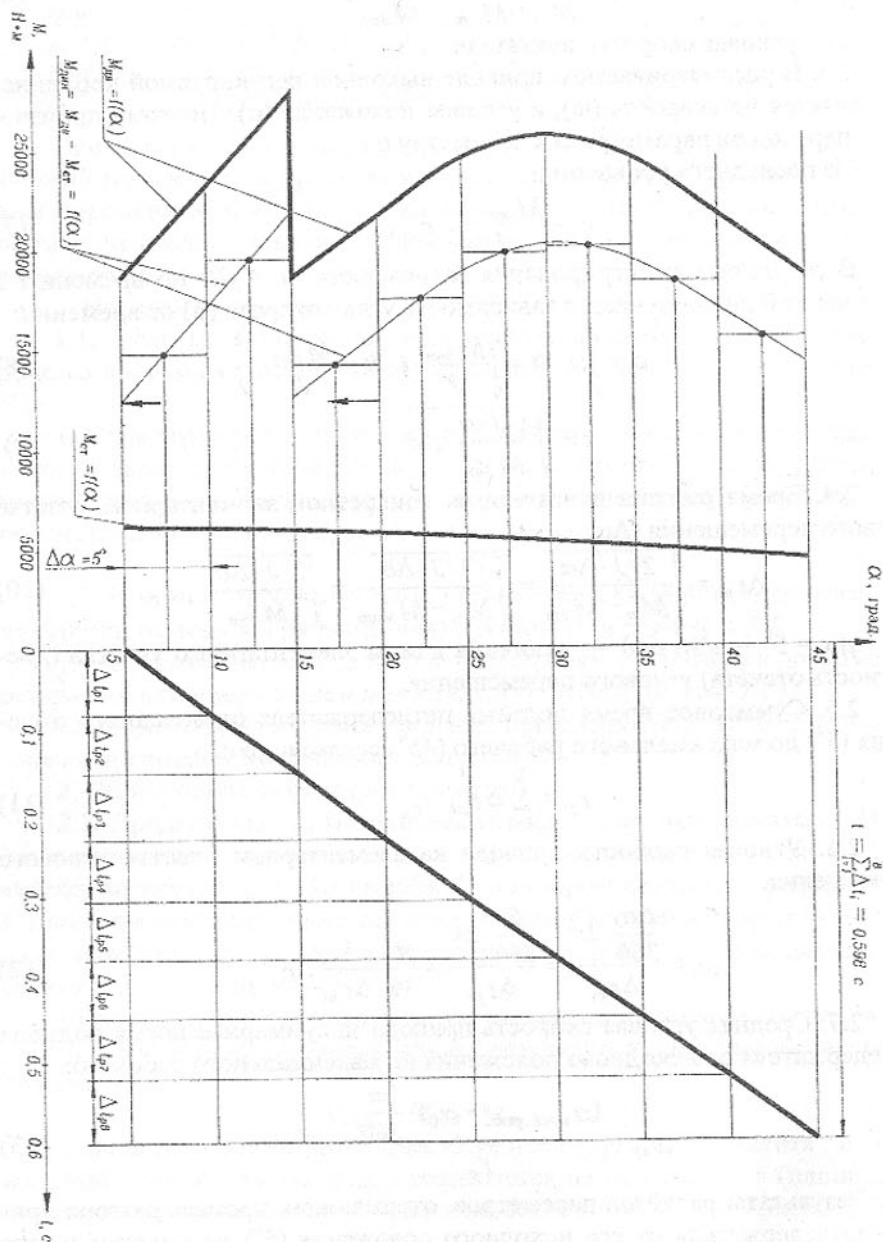
$$\omega_i = \frac{\Delta\alpha \cdot 2\pi}{360 \cdot \Delta t_{pi}} = \frac{5 \cdot 2\pi}{360 \cdot \Delta t_{pi}} = \frac{\pi}{36} \cdot \frac{1}{\Delta t_{pi}}, \quad c^{-1} \quad (12)$$

2.7. Средняя угловая скорость привода за суммарное время подъема петледержателя от исходного положения до максимального рабочего:

$$\omega_{ср} = \frac{(\alpha_{\max. \text{ раб.}} - \alpha_0) \cdot \frac{2\pi}{360}}{t_p}, \quad c^{-1} \quad (13)$$

Результаты расчётов параметров, отражающих процесс разгона привода петледержателя от его исходного положения (5°) до максимального рабочего (45°) представлены графически на рис. 5.

Рис. 5. Определение времени подъема петледержателя.



Полученные результаты свидетельствуют о том, что петледержатель с рассматриваемым приводом обладает достаточно высоким быстродействием (суммарное время подъема петледержателя составляет 0,598 с). Переходный процесс, соответствующий подъему петледержателя, продолжается с практически постоянной скоростью в течение всего суммарного времени подъема (0,598 с).

Достигнутой величине средней угловой скорости ($\omega_{cp} = 1,167 \text{ с}^{-1}$) соответствует частота вращения:

$$n = \frac{30}{\pi} \cdot \omega_{cp} = \frac{30}{3,14} \cdot 1,167 \approx 11,15 \text{ мин}^{-1} \quad (14)$$

Изложенные технические решения в настоящее время реализуются на стане 1680 горячей прокатки АО «Запорожсталь». В проекте приводов петледержателей использовано по одному двигателю в каждом межклетевом промежутке, что обеспечивает повышение уровня унификации, взаимозаменяемости и снижение резервного фонда устанавливаемого оборудования.

Бесколлекторные двигатели целесообразно использовать для привода петледержателей и на других широкополосных станах горячей прокатки.

Список литературы: 1. Филатов А.С., Зайцев А.П., Смирнов А.А. Автоматические системы стабилизации толщины при прокатке. – М.: Металлургия, 1982. – С. 61–73. 2. Выдрин В.Н. Динамика прокатных станов. – Свердловск: Metallurgizdat, 1960. – С. 187. 3. Стефанович В.Л. Автоматизация непрерывных и полунепрерывных широкополосных станов горячей прокатки. – М.: Металлургия, 1975. – С. 124–150. 4. Погоржельский В.И., Зайков М.А., Гунько Б.А. и др. Экспериментальное определение напряжений на стане 2000 горячей прокатки // Сталь, М. – 1979. – №6. – С. 430–432. 5. Фомин Г.Г., Дубейковский А.В., Гринчук П.С. Механизация и автоматизация широкополосных станов горячей прокатки. М.: Металлургия, 1979. – С. 122–123. 6. Коновалов Ю.В., Руденко Е.А., Гринчук П.С. и др. Повышение точности прокатки листов и полос. К.: Техніка, 1987. – С. 32–33. 7. Каретников В.Ф., Пистрак М.Я. // Электрическая промышленность. М. – 1975. – №6. 8. Марочник сталей и сплавов. – М.: ЦНИИТМАШ, 1971. – С. 17.

Статья поступила в редакцию 18.10.2002 г.

ВЕРОЯТНОСТНЫЕ ПРЕДПОСЫЛКИ ГИБКОГО БЮДЖЕТИРОВАНИЯ В МАШИНОСТРОЕНИИ

Кирильсва Л.А., Стадник О.А.
(ХГУПТ, ГНТЦ ЯРБ г. Харьков, г. Киев, Украина)

Changeable market opportunities, purchasing capacity of consumer, customer possibilities caused necessity of flexible budget for enterprises of small- and middle-scale business. This, in turn, required calculation of the main economic indicators. This is prospective enacting clause which describes probabilistic prerequisites of prediction.

В Украине в последнее время, особенно в машиностроении, наблюдается падение рентабельности предприятий после достижения определенного уровня производства. Для дальнейшего роста необходим целый комплекс мер, включающих модернизацию оборудования, повышение квалификации персонала, внедрение информационных технологий для автоматизации производственных процессов и документооборота. Большую роль, особенно для предприятий малого и среднего бизнеса, играют вопросы бюджетирования. Современные производственные взаимоотношения предполагают прямую зависимость заработной платы от реализованной продукции. Поэтому в последнее время особое внимание привлекает гибкое бюджетирование. Оно же, наряду с менеджментом, контроллингом и маркетингом, является одной из важнейших компонент управления предприятием [1,2].

Отметим, что в отличие от статичного бюджета, когда цифры находятся вне зависимости от объемов производства, при составлении гибкого бюджета расходы ставятся в зависимость от некоего параметра, как правило, характеризующего объем производства или продаж. Зачастую предприятия ведут учет товаров [3] в продажных ценах. В этой связи, уценивая продукцию до стоимости ниже цены приобретения (или комплектующих), предприятие определенным образом рискует [4]. Поэтому в условиях гибкого бюджетирования вполне понятна роль прогнозирования экономических показателей.

Вопросы прогнозирования, помимо исследований экономического характера [5], в научной литературе и, особенно, в нормативном виде достаточно полно освещены в источниках, связанных с надежностью [6, 7 и пр.], поэтому мы будем на них ссылаться.

Известно, что прогнозирование любого процесса выполняется на основании наблюдений за этим процессом (поток событий) на протяжении некоторого времени. При этом длительность опыта предприятия играет существенную роль в вопросах точности и достоверности результатов

прогнозирования.

На примере выпуска масляных фильтров рассмотрим возможность прогноза реализации (продажи) этой продукции на некоторое время. Существуют современные программы, позволяющие выполнять прогнозирование, в том числе, и экономических показателей [8,9]. Однако эти программы во-первых носят закрытый характер (т.е. пользователь "допускается" на уровень оболочки), и не приводятся какие-либо обоснования выполняемым прогнозам. Во-вторых, наблюдения выполняются, как правило, не со дня первой реализации продукции, поэтому являются цензурированными (усеченными) [7] и требуют особой обработки статистического материала [10].

Приведем общую структуру прогнозирования, установленную действующими нормативными документами Украины с указанием источников, теоретически обосновывающих каждую из процедур. Получаемые данные могут рассматриваться как случайные величины или как случайные процессы:

1. Исследование реализации как случайной величины
 - 1.1 Первичная статистическая обработка данных [6,7,11,12],
 - 1.2 Построение вариационных рядов [13],
 - 1.3 Построение диаграммы реализации,
 - 1.4 Построение гистограммы, эмпирической функции распределения [6,11,13],
 - 1.5 Принятие гипотезы о виде функции распределения [6,14],
 - 1.6 Оценка точечных значений параметров потока реализации и оценка интервальных значений параметров [6,13],
 - 1.7 Проверка непротиворечивостей экспериментальных (наблюдаемых) данных принятой гипотезе [6,14].
2. Исследование потока реализации как случайного процесса [16,20]
 - 2.1 Исследование потока реализации [6,13]
 - 2.2 Подготовительные этапы [5],
 - 2.3 Оценка средней интенсивности реализации на промежутке прогнозирования
 - 2.4 Выбор, обоснование и анализ модели (оценка соответствия оговоренным показателям достоверности и точности) [5,15],
 - 2.5 Определение тенденции к изменению реализации (качественная оценка) [15],
 - 2.6 Прогнозирование интенсивности потока реализации [18]
 - 2.7 Построение регрессионных моделей [5,19].

Понятно, что список приведенных источников является далеко не исчерпывающим.

Выполнение указанных процедур позволяет произвести прогноз ре-

лизации товара во времени. Вот как выглядит выполненное прогнозирование в программе Excel. Отметим, что результаты прогнозирования, в общем случае, могут совпадать с полученными при использовании Программы STATISTICA [8,9], однако выполнение приведенных выше процедур дает возможность при исполнении каждого этапа быть уверенным в получаемых результатах.

Рассматривая реализацию товара как случайный процесс, представим в виде таблицы (см. табл.1) наблюдения за реализацией фильтров как точечных значений случайной последовательности. Для доверительной вероятности 0,9 приведены нижняя и верхняя доверительные границы.

Таблица 1. Наблюдаемая и прогнозируемая реализация товара

| | Интервал наблюдения | Реализация изделий (тыс. шт) | | |
|-----------------------------------|---------------------|------------------------------|-------------------|-------------------------------|
| | | Нижняя доверительная граница | Точечное значение | Верхняя доверительная граница |
| Наблюдаемые показатели (2002 год) | Январь | 0,05 | 1,0 | 4,75 |
| | Февраль | 0 | 0,0 | 2,99 |
| | Март | 0,35 | 2,0 | 6,29 |
| | Апрель | 1,97 | 5,0 | 10,51 |
| | Май | 0,81 | 3,0 | 7,75 |
| | Июнь | 0,35 | 2,0 | 6,29 |
| | Июль | 0,35 | 2,0 | 6,29 |
| | Август | 0,05 | 1,0 | 4,75 |
| | Сентябрь | 0,05 | 1,0 | 4,75 |
| | Октябрь | 0,35 | 2,0 | 6,29 |
| | Ноябрь | 0,81 | 3,0 | 7,75 |
| | Декабрь | 0,81 | 3,0 | 7,75 |
| Прогноз на 2003 год | Январь | 1,95 | 5,0 | 10,51 |
| | Февраль | 2,76 | 8,0 | 18,26 |
| | Март | 5,025 | 12,0 | 22,86 |

На рис.1 приведены данные таблицы. Здесь же показаны результаты аппроксимации полиномом третьей степени зависимости реализации от времени. Как видим, со временем прогнозируемые доверительные интервалы "расползаются". Это, прежде всего говорит об ограниченной одним годом объеме статистики. Это особенно характерно для недавно организованных предприятий с незначительным опытом наблюдений. В этом случае применяют подход привлечения дополнительной информации, основанном на байесовском оценивании [21]. Одновременно это подтверждает то, что принятие регрессионной модели годится лишь для краткосрочных прогнозов.

Подтверждением целесообразности поэтапной процедуры является пример: по п.2.4 была построена дополнительно регрессионная модель

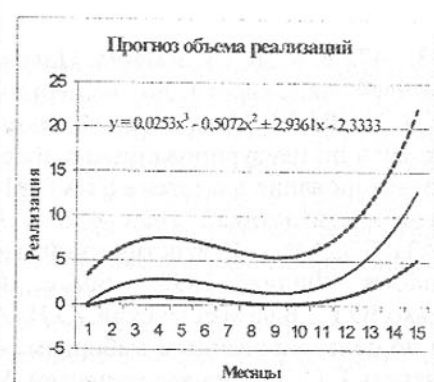
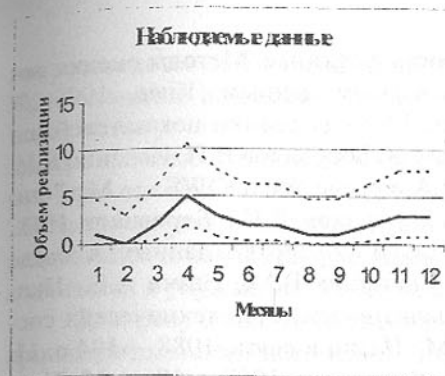


Рис. 1. Наблюдаемые и прогнозируемые показатели реализации

второго порядка (аппроксимация того же процесса полиномом второй степени, см. рис.2). Налицо уменьшение "коридора" доверительных границ. Последние строки табл.1 выглядят иначе (см. табл.2).

Таблица 1. Прогнозируемая реализация товара

| Прогноз на 2003 год | Январь | 0,35 | 2,0 | 6,29 |
|---------------------|---------|------|------|-------|
| | Февраль | 2,76 | 8,0 | 14,75 |
| | Март | 4,41 | 10,0 | 18,29 |

Как видим, получаемые с помощью прогнозирования данные могут служить ориентиром при планировании экономических показателей, в том числе, для целей составления гибких бюджетов. Статья приводит ряд "нетрадиционных" для экономистов источников. Это, на взгляд авторов, позволит по-новому взглянуть на решение известных задач прогнозирования в сфере экономики и бухгалтерского учета.



Рис. 2. Модель второго порядка

Список литературы: 1. Ансофф И. Стратегическое управление. М.: Экономика, 1989.-240с. 2. Базилевич Л.А., Соколов Д.В., Франева Л.К. Модели и методы рационализации и проектирования организационных структур управления. Л.: ЛФЭИ, 1991.-125с. 3. Котенко Л.Н., Гринько А.П., Янчева Л.Н. Учет товаров на предприятиях торговли и питания. - К.: Компас. 2001. 180 с. 4. Джай К. Шим, Джойл Г. Сигел. Основы коммерческого бюджетирования. СПб.: Азбука, Бизнес-микро, 2001. 5. Айвазян С.А., Внюков И.С., Мешалкин Л.Д. Прикладная статистика: Основы моделирования и первичная обработка данных. -М.: Финансы и статистика,

1983.– 472 с. 6. ДСТУ 3004-95. Надежность в технике. Методы оценки показателей надежности по экспериментальным данным, Киев, 1995. 7. ГОСТ 27.504-84. Надежность в технике. Методы оценки показателей надежности по цензурированным выборкам. 8. Боровиков В.П. Ивченко В.И. Прогнозирование в системе STATISTICA в среде WINDOWS. – М.: "Финансы и статистика", 2000.–656 с. 9. Боровиков В.П., Боровиков И.П., STATISTICA® - Статистический анализ и обработка данных в среде Windows. "Филин", 1998. – 608 с. 10. Скрипник В.М., Назин А.Е., Приходько Ю.Г., Благовещенский Ю.Н. Анализ надежности технических систем по цензурированным выборкам. – М.: Радио и связь, 1988. – 184 с. 11. Вентцель Е.С. Теория вероятностей. М.: Физматгиз, 1969, – 576 с. 12. Хинчин А. Я. Работы по математической теории массового обслуживания. – М.: Физматгиз, 1963.–236 с. 13. Надежность технических систем. Справочник. Под ред. Ушакова А.И. –М.: Радио и связь, 1985. – 606 с. 14. СТ СЭВ 1190-78. Прикладная статистика. Правила проверки согласия опытного распределения с теоретическим. 15. Бендат Дж., Пирсол А. Прикладной анализ случайных данных: М.: Мир, 1989. –540 с. 16. Химмельблау Д. Анализ процессов статистическими методами Пер. с англ. –М.: Мир, 1973. –957 с. 17. Гнеденко Б.В., Беляев Ю.К., Соловьев А.Д. Математические методы теории надежности. – М.: Наука, 1965. – 524 с. 18. Жовинский А.Н., Жовинский В.Н. Инженерный экспресс-анализ случайных процессов. – М.: Энергия, 1979. –112 с. 19. Себер Дж. Линейный регрессионный анализ. – М.: Мир, 1980. – 456 с. 20. Дж. Бокс, Г. Дженкинс. Анализ временных рядов. Прогноз и управление. Выпуски 1,2. –М.: Мир,-1974, 405 и 198 с. 21. Martz H.F., Waller R.A. Bayesian reliability analysis. Krieger Publishing Company. Malabar, Florida. 1991. – 745 p.

Статья поступила в редакцию 03.10.2002 г.

ЦЕПНОЙ РОТОРНЫЙ ДЕЗИНТЕГРАТОР-СМЕСИТЕЛЬ ДЛЯ ГОМОГЕНИЗАЦИИ АГЛОМЕРАЦИОННЫХ ШИХТ

Клягин Г.С., Ростовский В.И., Пономарева Я.Ю., Кравченко А.В.
(ДонНТУ, г. Донецк, Украина)

The scheme of the chain rotary desintegrating-blending machine for homogenization multicomponent agglomeration charge, a technique of a choice of its main parameters, and also results of its trial tests in conditions sintering plants, designed in DonNTU is shown.

На большинстве металлургических предприятий Украины утилизация заскладрованных шламов и других железосодержащих отходов в аг-

лопроизводстве затруднена из-за отсутствия надлежащей их подготовки. Использование повышенного количества заскладрованных шламов приводит к тому, что в многокомпонентных агломерационных шихтах образуются прочные слипшиеся комки шламов (а зимой - и смерзшиеся), которые проходя весь тракт подготовки шихты к спеканию не разрушаются. Эти включения в слое аглошихты плохо спекаются и являются центрами разрушения агломерата, что приводит к снижению производительности агломашии и ухудшению качества агломерата.

Для получения качественного агломерата и обеспечения высокой производительности агломашии, необходимо аглошихту тщательно гомогенизировать по крупности, химическому составу и влажности, что на существующем оборудовании аглофабрик практически не достигается. Кроме этого, существенной проблемой является рациональное использование в аглопроизводстве извести. Поэтому необходима разработка соответствующего оборудования для эффективной подготовки многокомпонентных аглошихт с повышенным содержанием извести и железосодержащих отходов текущего производства и заскладрованных в шламонакопителях пастообразных шламов, которые при подсушке на складах образуют прочные комки.

Основными требованиями для организации гомогенизации аглошихты и разработки соответствующего агрегата являются следующие факторы: крупность слипшихся комков шламов после разрушения должна быть не более 10 мм; через подготовительное оборудование должны пропускаться недробимые куски инородных материалов размером до 200×200 мм; тщательное перемешивание и рыхление шихтовых материалов; непрерывность работы агрегата с максимально возможной его производительностью, соответствующей производительности шихтового тракта; свободное прохождение материалов через агрегат при его остановке.

На кафедре руднотермических процессов и малоотходных технологий ДонНТУ разработана и освоена конструкция цепного роторного дезинтегратора-смесителя, схема которого приведена на рис. 1 [1].

Смеситель представляет собой горизонтальный цилиндрический корпус (3), в котором размещен ротор (2) с отрезками цепей (1). Корпус содержит загрузочный (4) и разгрузочный (5) патрубки. Ротор приводится в движение электродвигателем (6). На роторе с равным шагом установлены диски (7), между которыми посредством штифтов (8) со шплинтами (9) закреплены отрезки цепей. Ротор установлен в корпусе в подшипниковых опорах (10). Загрузочный патрубок расположен на цилиндрическом корпусе таким образом, что одна его грань является вертикальной и касательной к цилиндрическому корпусу. Поток материалов движется в корпусе касаясь внутренних его стенок и обрабатывается периферийными участками

цепей. Для повышения эффективности разрушения кусков и комков материала корпус по внутренней поверхности армирован металлическими прутками (11). Зазор между концами цепей и внутренней поверхностью гарнисажа минимален.

На указанную конструкцию были разработаны рабочие чертежи дезинтегратора-смесителя производительностью до 400 т/ч в нескольких вариантах.

Дезинтегратор-смеситель агломерационной шихты, принятый для промышленной эксплуатации в условиях аглофабрик металлургических комбинатов им. Ильича и им. Дзержинского содержит ротор с закрепленными на нем отрезками цепей. На рис. 2 изображена схема расположения отрезков цепей на поверхности ротора (развертка). Отрезки цепей (1) на роторе (2) расположены в сечениях a-a, b-b, c-c, e-e, f-f, g-g равномерно вдоль ротора с перекрытием P по ширине цепи в обе стороны от центрального сечения d-d. По окружности точки крепления цепей в каждом последующем сечении ротора с-с, e-e затем b-b, f-f и т.д. по отношению к их расположению в предыдущем сечении в обе стороны от центрального сечения d-d отстоят в направлении вращения (стрелка Б, рис. 1) на угол [2]

$$\alpha = 360^\circ / (m \cdot n),$$

где m – количество сечений, в которых закреплены цепи на половине длины ротора, включая центральное сечение;

n – количество цепей в каждом сечении.

Это обеспечивает расположение цепей в виде шеврона MON. Количество шевронов на роторе соответствует значению n . При $n \geq 2$ гарантируется статическая и динамическая балансировка ротора. Суммарный эффект силового воздействия цепей определяется результирующими силами

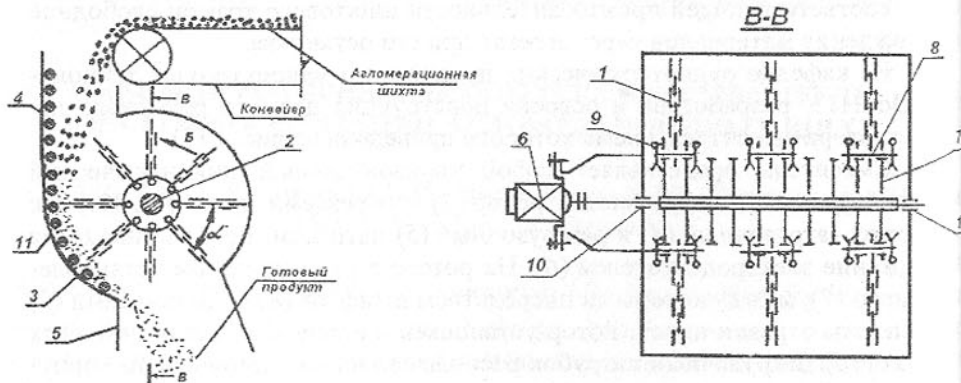


Рис. 1. Схема дезинтегратора-смесителя

Г, перпендикулярными линиям OM и ON. Осевые и тангенциальные со-

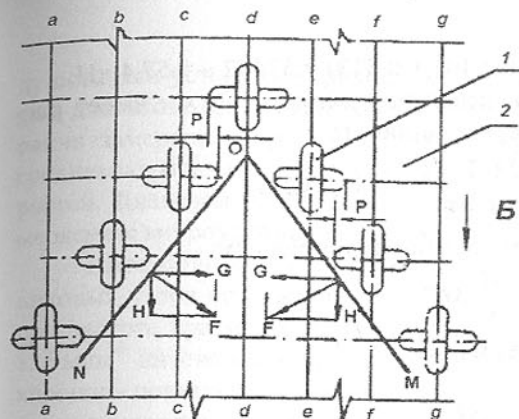


Рис. 2. Схема расположения отрезков цепей на поверхности ротора (развертка)

ставляющие G и H перемещают обрабатываемый материал в продольном и поперечном направлениях потока. В нашем случае $m=5$, $n=2$. Активная длина отрезков цепей не превышает минимальный поперечный размер сечения загрузочного патрубка, расположенного вертикально. Одна из стенок загрузочного патрубка касательна к цилиндру корпуса. Ротор приводится во вращение электродвигателем, который соединен с ротором через пальцевую муфту без редуктора. Все устройство базируется на раме из швеллеров. Для опытно-промышленных агрегатов в качестве рабочих органов выбрана якорная цепь по ГОСТ 228-79 (отрезки по четыре звена длиной по 504 мм).

Для разрушения крупных комьев шихты вращающаяся цепь должна иметь достаточно большую массу. Но с другой стороны, размеры цепи ограничиваются прочностью узла крепления и звеньев цепи. В процессе вращения ротора отрезок цепи занимает радиальное положение под действием центробежной силы:

$$F = m \cdot \omega^2 \cdot R \cdot H,$$

где m – масса вращающегося отрезка цепи, кг;

ω – угловая скорость вращения, c^{-1} ;

R – радиус центра тяжести, м.

Для нашего случая при четырех звеньях цепи:

$$F = m_1 \cdot \omega^2 \cdot (R_1 + R_2 + R_3 + R_4) \cdot H,$$

где m_1 – масса звена цепи, кг;

R_1, R_2, R_3, R_4 – радиусы вращения центров тяжести соответствующих звеньев.

Выбрана цепь якорная с шагом $P=112$ мм, из прутка диаметром 28 мм, шириной звена 101 мм. Внутренний радиус звена $R=18$ мм, что позволяет назначить диаметр оси удерживающего шарнира равным 30 мм. Масса звена $m_1=1,85$ кг, $R_1=0,177$ м, $R_2=0,289$ м, $R_3=0,401$ м, $R_4=0,513$ м.

При $n=1450$ мин⁻¹ угловая скорость составит:

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} = \pi \cdot \frac{1450}{30} = 150 c^{-1}$$

Тогда

$$F = 1,85 \cdot 150^2 \cdot (0,177 + 0,289 + 0,401 + 0,513) = 57442 \text{ н} = 57,4 \text{ кН.}$$

Ось узла крепления отрезков цепей при диаметре 30 мм имеет расчетную длину 92 мм. Напряжение среза составит:

$$\tau = \frac{2 \cdot F}{\pi \cdot d^2} = \frac{2 \cdot 57442 \cdot 10^{-6}}{\pi \cdot 0,03^2} = 40,7 \text{ МПа}$$

Напряжение изгиба в среднем сечении будет равным:

$$\sigma = \frac{M}{W} \text{ МПа}$$

где W – момент сопротивления сечения, м^3 ;

M – изгибающий момент, $\text{н} \cdot \text{м}$.

$$W = \frac{\pi \cdot d^2}{32} = \frac{\pi \cdot 0,03^2}{32} = 0,264 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3$$

$$M = \frac{F \cdot l}{4} = \frac{57442 \cdot 0,092}{4} = 1321 \text{ н} \cdot \text{м}$$

$$\sigma = \frac{1321 \cdot 10^{-6}}{0,264 \cdot 10^{-5}} = 500 \text{ МПа}$$

С учетом возможности переносов оси, напряжения изгиба близки к предельно допустимым для стали 40Х. Поэтому с точки зрения надежности нами рекомендовано установить рабочую скорость вращения ротора не более 1000 мин^{-1} . При этом центробежная сила и напряжения в опасных сечениях составят: $F=25530 \text{ н}$; $\tau=18,1 \text{ МПа}$; $\sigma=222,2 \text{ МПа}$. Таким образом требуемая прочность обеспечивается.

В процессе холостых испытаний дезинтегратора-смесителя, смонтированного на одном из конвейеров аглофабрики меткомбината им. Ильича, а также при работе под нагрузкой при подаче аглошихты частоту вращения ротора регулировали от 75 до 835 мин^{-1} изменением напряжения на обмотках рабочего двигателя с помощью специально установленной группы "генератор-двигатель". Частоту вращения измеряли тахометром. Зависимость частоты вращения ротора от напряжения на электродвигателе дезинтегратора при холостом ходе (мощность двигателя $N=32 \text{ кВт}$) приведена в таблице 1. При этом ток двигателя контролировался амперметром.

Таблица 1 – Частота вращения ротора при различных напряжениях

| | | | | | | |
|---|----|-----|-----|-----|-----|-----|
| Напряжение на двигателе постоянного тока, В | 40 | 60 | 80 | 100 | 120 | 150 |
| Частота вращения ротора, мин^{-1} | 75 | 165 | 400 | 470 | 600 | 835 |

Холостые испытания на аглофабрике меткомбината им. Дзержинского показали аналогичные результаты. Оба дезинтегратора на холостом хо-

ду показали устойчивое радиальное положение цепей при вращении ротора в диапазоне скоростей $600-1000 \text{ мин}^{-1}$ без значительной вибрации. Вибрация замерялась прибором ИВС-5, предназначенном для определения среднеквадратических импульсных значений виброускорения и виброскоростей. Диапазон измеряемых виброскоростей $1-120 \text{ мм/с}$, а диапазон измеряемых виброускорений $5-1200 \text{ мм/с}^2$.

Интенсивность колебаний корпуса дезинтегратора в районе подшипниковых узлов составляла $1,0-4,1 \text{ мм/с}$, достигая максимальных значений при частоте вращения ротора $165-250 \text{ мин}^{-1}$. При частотах вращения $750-835 \text{ мин}^{-1}$ интенсивность колебаний составляла $1,8-2,2 \text{ мм/с}$. Это является хорошим показателем для средних машин в соответствии с отечественным и международным стандартами. Виброускорение при этом составляло около 5 мм/с^2 , что соответствует нижнему порогу чувствительности прибора. Под нагрузкой величина виброскоростей и виброускорений подшипниковых узлов уменьшаются на $40-60 \%$.

При расходе шихты 350 т/ч на аглофабрике меткомбината им. Ильича дезинтегратор работал спокойно и эффективно. Попытки увеличить производительность до максимально потребляемой величины (1200 т/ч) через верхнюю направляющую течку сечением $940 \times 400 \text{ мм}$ приводили к остановке двигателя так как срабатывала тепловая защита. При этом ток достигал 300 А .

Рабочие испытания и дальнейшая эксплуатация дезинтегратора-смесителя на аглофабрике меткомбината им. Дзержинского показали, что при установке двигателя мощностью 42 кВт с номинальным током 218 А с регулируемой скоростью $600-1500 \text{ мин}^{-1}$ агрегат работает устойчиво с производительностью $220-300 \text{ т/ч}$. При этом сила тока в обмотках якоря двигателя составляла 140 А . Обработанная аглошихта отличалась однородностью, была хорошо разрыхлена и имела крупность до 10 мм за исключением недробимых материалов. Это способствовало улучшению качества агломерата при использовании заскладированных шламов.

На проектируемые дезинтеграторы производительностью 1200 т/ч рекомендуется устанавливать электродвигатель 132 кВт .

Разработанная конструкция дезинтегратора-смесителя позволит существенно увеличить расход в аглошихте железосодержащих отходов без ухудшения качества агломерата и снижения производительности агломаши [3]. Кроме того появится возможность более полного использования заскладированных шламов. Из 70 млн.т заскладированных на метпредприятиях Украины шламов возможно использовать около 25 млн.т [4], которые сэкономят такое же количество природных шихтовых материалов, применяемых в аглопроизводстве.

Список литературы: 1. Устройство для смешивания и избиратель-

ного разрушения крупных кусков аглошихты: А.с.1724355 СССР, В 02 С 13/02/ Ростовский В.И., Горюнов А.Е., Клягин Г.С. и др. – Оpubл. 07.04.92. 2. Установка для разрыхления смеси: А.с. 417160 СССР, В 02 с 13/00/ Васильев А.В., Кузнецов В.В. - Оpubл. 03.07.72. 3. Ростовский В.И., Поляничко В.С., Лозовой В.П. и др. Спекание аглошихт завода "Азовсталь" с полной утилизацией железосодержащих отходов. - Металлургия и коксохимия, Киев, 1983, №79. 4. Минаев А.А., Клягин Г.С., Ростовский В.И. проблемы использования отходов черной металлургии. - Металл и литье Украины, 1993, № 3, с. 22-24.

Статья поступила в редакцию 03.10.2002 г.

АНАЛИЗ СВОЙСТВ КАНОНИЧЕСКОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ ИНЕРЦИОННО-ИМПУЛЬСНЫХ МЕХАНИЗМОВ ПОСРЕДСТВОМ АНАЛИТИЧЕСКОЙ ГЕОМЕТРИИ

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

Developed for long period methods of analytic geometry allow to produce analysis of characteristics of canonical feature inertia-pulsed mechanisms.

Главное требование к приводу машин – автоматическое бесступенчатое регулирование скорости и вращающего момента на рабочих органах. Идеальным считается тот привод, в котором это регулирование осуществляется по гиперболической зависимости [1]. Преобразующие свойства инерционно-импульсных механизмов (ИИМ) [1] не изучены в общем виде.

Цель работы – посредством методов аналитической геометрии строго и в общем виде доказать, что ИИМ являются идеальным приводом.

Выражения $M_{2ЭП} = \Phi[K_{II} - X_{II} 2i/(1+i)]$ описывают выходной момент ИИМ Хоббса, Левина и обобщенного [1], работающих как инерционный трансформатор вращающего момента (ИТВМ) 1 рода на режиме прямого хода (РПХ), и являются частью их канонических характеристик [2]. Если эти выражения являются гиперболическими зависимостями, это значит, что ИИМ сами по себе, т.е. по своей природе, являются идеальными автоматическими бесступенчатыми ИТВМ.

Общее уравнение кривых второго порядка имеет вид [3]:

$$Ax^2 + 2Bxy + Cy^2 + 2Dx + 2Ey + F = 0. \quad (1)$$

Инварианты кривой второго порядка [3]:

$$\Delta = \begin{vmatrix} A & B & D \\ B & C & E \\ D & E & F \end{vmatrix} \Rightarrow ACF + 2BDE - D^2C - AE^2 - B^2F. \quad (2)$$

$$\delta = \begin{vmatrix} A & B \\ B & C \end{vmatrix} \Rightarrow AC - B^2. \quad (3)$$

Поэтому в выражении выходного момента ИИМ [2]

$$M_{2ЭП} = \Phi[K_{II} - X_{II} 2i/(1+i)], \quad (4)$$

где: $\Phi = 2nm_{ep}eq\dot{\phi}^2\pi^{-1}$, $K_{II} = a(1+q)$, $X_{II} = aq - b$, сделаем следующие замены: $M_{2ЭП} = y$, $i = x$.

После преобразования уравнения (4), с учетом замен, получим:

$$yx + (2\Phi X_{II} - \Phi K_{II})x + y - \Phi K_{II} = 0. \quad (5)$$

В выражение (5), в соответствии с формулой (1), входят коэффициенты, которые имеют значения: $A = 0$; $B = 0.5$; $C = 0$; $D = 0.5(2\Phi X_{II} - K_{II})$; $E = 0.5$; $F = -\Phi K_{II}$.

С учетом значений коэффициентов A, B, C, D, E, F инварианты (2),(3) для уравнения (4) имеют следующие выражения:

$$\Delta = 0.5\Phi X_{II}. \quad (6)$$

$$\delta = -0.25. \quad (7)$$

Инварианту Δ можно выразить через параметры ИИМ следующим образом: $\Delta = 0.5\Phi X_{II} = nm_{ep}eq(aq - b)\dot{\phi}^2\pi^{-1}$. Значение инварианты Δ равно нулю только в том случае, если $aq - b = 0$. В случае, если $aq - b = 0$, график уравнения (4), при значении $\delta < 0$, превращается в пару пересекающихся прямых [3]. Это явным образом указывает на то, что в данном случае ИИМ не обладает свойствами автоматического бесступенчатого трансформирования силовых и скоростных факторов источника энергии. Поэтому при проектировании ИИМ нужно всегда выдерживать неравенство $aq \neq b$. Обнаружить такое условие иными методами, кроме методов аналитической геометрии, очевидно, невозможно.

Следовательно, в исследуемых ИИМ, при условии выполнения неравенства $aq \neq b$, инварианты всегда будут иметь значения $\delta \neq 0$, $\delta < 0$, а $\Delta \neq 0$, т.к. в выражении (6) все величины положительные и больше нуля.

Это явным образом указывает нам на то, что выражение $M_{2ЭП} = \Phi[K_{II} - X_{II} 2i/(1+i)]$ определяет собой центральную кривую 2-го порядка, а именно гиперболу [3].

Выполнив необходимые преобразования в соответствии с работой [3], получим каноническое уравнение гиперболы:

$$0.5x^2 - 0.5y^2 - 2\Phi X_{II} = 0. \quad (8)$$

С целью выявления характеристик и параметров элементов данной гиперболы преобразуем уравнение (8) к каноническому виду [3]:

$$\frac{x^2}{a^2} - \frac{y^2}{b^2} = 1. \quad (9)$$

Здесь a^2 и b^2 равны $4\Phi X_{II}$, т.е. $a = b = 2\sqrt{\Phi X_{II}}$.

Тогда фокальный параметр гиперболы равен: $p = \frac{b^2}{a} = 2\sqrt{\Phi X_{II}}$.

Действительная ось гиперболы равна $2a = 4\sqrt{\Phi X_{II}}$, а мнимая ось также равна $2b = 4\sqrt{\Phi X_{II}}$.

Размер c , определяющий расстояние между фокусами F_1 и F_2 гиперболы, определим как $c = \sqrt{a^2 + b^2} = 2\sqrt{2}\Phi X_{II}$.

Эксцентриситет параболы $e = \frac{c}{a} = \sqrt{2} > 1$, и это значение эксцентриситета явным образом еще раз убеждает, что выражение $M_{2ЭП} = \Phi[K_{II} - X_{II} 2i/(1+i)]$ является гиперболой.

Директриса гиперболы $d = \frac{a}{e} = \sqrt{2}\Phi X_{II}$.

Уравнение асимптот $y = \pm \frac{b}{a}x = \pm x$, т.е. асимптоты расположены под углом 45° к осям координат.

Уравнение (9) можно привести к виду $x^2 - y^2 = a^2$ и это будет говорить о том, что это равнобочная гипербола, асимптоты которой пересекаются между собою под углом 90° . Если принять эти асимптоты за оси координат, тогда эту гиперболу можно описать уравнением $xy = 0.5 * a^2$.

Все элементы гиперболы можно представить через параметры ИИМ. Тогда действительная $2a$ и мнимая $2b$ оси и фокальный параметр p гиперболы равны: $4\sqrt{\Phi X_{II}} = 4\sqrt{2nm_{эп}}e(aq - b)\dot{\phi}^2\pi^{-1}$, а коэффициенты канонического уравнения $a = b = 2\sqrt{\Phi X_{II}} = 2\sqrt{2nm_{эп}}e(aq - b)\dot{\phi}^2\pi^{-1}$. Расстояние c между фокусами F_1 и F_2 гиперболы равно $c = 2\sqrt{2}\Phi X_{II} = 2\sqrt{4nm_{эп}}e(aq - b)\dot{\phi}^2\pi^{-1}$.

Нужно отметить, что параметры элементов гиперболы, получаемые на основе приведенных выше зависимостей, вроде бы не имеют размерности длины. Это произошло по следующей причине.

С целью ясности изложения теоретического материала (ясно ли было

бы это с точки зрения читателя данной статьи, - это еще вопрос) и исключения возникающего недоразумения сейчас процесс замены $M_{2ЭП} = u$ и $i = x$ в уравнении (4) нужно было производить в соответствии с процессом практического построения зависимости (4) и гиперболы. В процессе практического построения используются такие замены: $M_{2ЭП} = \mu_M u$ и $i = \mu_i x$. Здесь μ_M и μ_i соответственно масштабные коэффициенты момента и передаточного отношения. Коэффициенты имеют соответственно размерности: $\frac{Hm}{M}$ и $\frac{1}{M}$. Следовательно, уравнение

(5) должно было бы иметь общий множитель $\frac{1}{\mu_M \mu_i}$ с размерностью $\frac{Hm}{M^2}$,

т.е. иметь вид:

$$\frac{1}{\mu_M \mu_i} [ux + (2\Phi X_{II} - \Phi K_{II})x + u - \Phi K_{II}] = 0. \quad (10)$$

Этот множитель не оказывает влияния на процесс исследования уравнения (5), но позволяет понять тот факт, что параметр a , определяемый по зависимости $a = 2\sqrt{\Phi X_{II}}$, в действительности нужно определять по зависимости $a = 2\sqrt{\frac{\Phi X_{II}}{\mu_M \mu_i}}$. Эта зависимость и дает

параметру a размерность: $[a] = \left[\sqrt{\frac{Hm}{Hm}} \right] = \left[\sqrt{M^2} \right] = [M]$, что соответствует

практическому графическому построению гиперболы.

Уравнение $M_{2ЭП} = \Phi[K_{II} - X_{II} 2i/(1+i)]$ можно представить в виде: $xy = 0.5 * a^2 = M_{2ЭП} * i = 0.5 * a^2 = 2\Phi X_{II} = 4nm_{эп}e(aq - b)\dot{\phi}^2\pi^{-1}$.

Значение параметров элементов гиперболы могут быть самыми разнообразными в зависимости от параметров ИИМ, и при общем анализе их численные значения, необходимые для проектирования, тем более не указав условия эксплуатации, однозначно не определить.

Необходимо отметить тот факт, что все выражения, с помощью которых определяются параметры элементов гиперболы, содержат постоянные параметры ИИМ. Исключение составляет частота вращения $\dot{\phi}$ источника энергии, которая в зависимости от параметров технологического процесса может изменяться довольно в широких пределах. Однако, каковы бы ни были эти диапазоны изменения частоты вращения $\dot{\phi}$ источника энергии, все равно ИИМ будет иметь гиперболическую зависимость изменения выходного момента

$M_{2ЭП} = \Phi[K_{П} - X_{П} 2i/(1+i)]$, т.к. аналитическое выражение $M_{2ЭП}$ от этого не изменится.

Выясним, какой же кривой описывается на РПХ изменение входного момента ИИМ по выражению [2]:

$$M_{1ЭП} = -M_{2ЭП} \cdot i = -\Phi \left(K_{П} - \frac{2X_{П} \cdot i}{1+i} \right) \cdot i. \quad (11)$$

Выполнив замену $M_{1ЭП} = y$, $i = x$ и соответствующие преобразования, будем иметь уравнение (10) в виде:

$$x^2 \Phi(2X_{П} - K_{П}) - yx - \Phi K_{П} x - y = 0. \quad (12)$$

В соответствии с формулой (1) в выражение (11) входят коэффициенты, которые имеют значения: $A = \Phi(2X_{П} - K_{П})$; $B = -0.5$; $C = 0$; $D = -0.5\Phi K_{П}$; $E = -0.5$; $F = 0$.

С учетом значений коэффициентов A, B, C, D, E, F инварианты (2),(3) для уравнения (10) имеют следующие выражения:

$$\Delta = -0.5\Phi X_{П}. \quad (13)$$

$$\delta = -0.25. \quad (14)$$

Инварианта $\Delta = -0.5\Phi X_{П} = -nm_{эп} eq(aq - b)\dot{\Theta}^2 \pi^{-1}$ равна нулю только в том случае, если $aq - b = 0$. В этом случае график уравнения (10) и при значении $\delta < 0$ превращается в пару пересекающихся прямых [3]. Это явным образом указывает на то, что в данном случае ИИМ не обладает свойствами автоматического бесступенчатого трансформирования силовых и скоростных факторов источника энергии. Поэтому при проектировании ИИМ нужно всегда выдерживать неравенство $aq \neq b$.

Следовательно, в исследуемых ИИМ, если выдержано условие $aq \neq b$, инварианты всегда будут иметь значения $\delta \neq 0$, $\delta < 0$, а $\Delta \neq 0$, т.к. в выражении (12) все величины положительные и больше нуля.

Это явным образом указывает нам на то, что выражение $M_{1ЭП} = -\Phi \left(K_{П} - \frac{2X_{П} \cdot i}{1+i} \right) \cdot i$ определяет собой центральную кривую 2-го порядка, а именно гиперболу [3].

Можно снова, как это сделано ранее для уравнения $M_{2ЭП} = \Phi[K_{П} - X_{П} 2i/(1+i)]$, определить параметры элементов гиперболы, отражаемой уравнением $M_{1ЭП} = -\Phi \left(K_{П} - \frac{2X_{П} \cdot i}{1+i} \right) \cdot i$. Но, учитывая, что подобное уже сделано, не будем повторяться.

Конкретные различные численные значения инвариант δ, Δ , полученные посредством изменения величин $\Phi K_{П} = 2nm_{эп} eq(1+q)\dot{\Theta}^2/\pi$,

$\Phi X_{П} = 2nm_{эп} eq aq^2 \dot{\Theta}^2/\pi$ для ИИМ Хоббса и $\Phi X_{П} = 2nm_{эп} eq(aq - b)\dot{\Theta}^2/\pi$ для ИИМ Левина и обобщенного, позволяют получить ряд гипербол по различному располагающихся относительно осей декартовых координат. Таким образом, можно влиять на канонические характеристики ИИМ с целью наилучшего их согласования со статическими механическими характеристиками ИЭ и с диапазоном изменения момента (сил) полезного сопротивления технологического процесса приемника энергии (ПЭ).

Повернутая на 180° вокруг оси передаточного отношения i (абсцисс) гипербола, определяемая теперь уравнением $M_{1ЭП} = \Phi \left(K_{П} - \frac{2X_{П} \cdot i}{1+i} \right) \cdot i$, будет представлять собою необходимую гиперболическую зависимость изменения вращающего момента ИЭ, которая проходит также через начало координат, но расположена уже в первом квадранте декартовой системы координат.

ВЫВОДЫ

1. Закон регулирования выходного момента в ИИМ описываются гиперболической зависимостью, т.е. ИИМ являются идеальным приводом.
2. Источник энергии должен иметь гиперболическую зависимость изменения момента на его статической механической характеристике, определенным образом соответствующую гиперболической зависимости входного момента $M_{1ЭП} = -\Phi \left(K_{П} - \frac{2X_{П} \cdot i}{1+i} \right) \cdot i$ ИИМ.
3. Несоответствие указанных гиперболических зависимостей ИИМ и ИЭ между собой может приводить к нежелательным нелинейным эффектам, и в итоге ИИМ не будет обладать свойствами идеального привода.
4. Анализ канонических характеристик ИИМ посредством методов аналитической геометрии развивает теорию их функционирования.
5. На практике, т.е. в процессе проектирования и конструирования ИИМ, ИТВМ, это позволяет определить необходимые свойства и параметры канонической характеристики ИИМ и соотношения между параметрами ИИМ, ИЭ и ПЭ, используя для этого давно известные в аналитической геометрии зависимости между параметрами гиперболы.

Список литературы. 1. Леонов А.И. Инерционные автоматические трансформаторы вращающего момента. – М.: Машиностроение, 1978. – 224 с. 2. Куница А.В. Каноническая характеристика ИТВМ прямого хода // Сб. Тр. V Междунар. научно-техн. конф. "Машиностроение и техносфера на рубеже XXI века". – Севастополь, 8 – 11 сентября 1998 г. – Донецк,

ОБЕСПЕЧЕНИЕ НАДЕЖНОСТИ И ДОЛГОВЕЧНОСТИ КРУПНЫХ ДЕТАЛЕЙ, СОЕДИНЕННЫХ НАТЯГОМ

Лебедь В.Т. (АО «НКМЗ», г. Краматорск, Украина)

Research and realization of the use of the coating technology by manufactured corundum of the landing surface of large – sized composite roll arbors are presented in the article

Вопрос повышения надежности составных деталей, в частности, крупногабаритных прокатных валков является актуальной задачей, требующей постоянных изысканий (наряду с моноблочными) в совершенствовании как технологических, так и конструкторских решений.

Известно, что составные прокатные валки, представляющие собой соединение «втулка – ось валка» по горячей посадке с натягом, имеют следующие преимущества:

- поэлементное изготовление деталей втулки и оси;
- применение различных сочетаний марок сталей;
- снижение массы исходной заготовки (слитка) каждой детали;
- реализация различных процессов термической обработки оси валка и бандажа;
- ремонт (восстановление) элементов деталей составных изделий.

Воспринимаемые составными валками в процессе прокатки усилия влекут нарушение прочности прессового соединения и, как следствие, не регламентируемый их вывод из технологического процесса из-за остаточного прогиба изделия, смещения (или разрушения) втулок (бандажей), а также усталостного разрушения осей валков.

Это подтверждается при анализе повреждений и выводов из эксплуатации составных прокатных валков, который показывает, что обеспечение требуемой работоспособности прессового соединения оси валка и бандажа путем повышения надежности является актуальной задачей.

Поэтому создание уникальных составных деталей массой 70-120 тонн и более, воспринимающих значительные нагрузки, требует комплекса мероприятий направленных на повышение прочности прессового соединения «ось – втулка». Однако, поскольку, в ряде случаев, традиционные конструкторские и технологические решения, не обеспечивают должной прочности прессового соединения и при различных условиях нагружения

не универсальны, то решение поставленной задачи возможно путем изучения вопроса по нанесению покрытий на посадочную поверхность сопрягаемых деталей.

Известно снижение проявления фреттинга путем использования жидких смазок, а для предотвращения этого процесса, в ряде случаев, - применением различных металлических покрытий (цинк, никель, медь, хром). При этом реализуются как неметаллические покрытия (фосфатирование, сульфидизация и анодирование поверхностей), так и диффузионные. Проявление процесса фреттинга может быть уменьшено и подбором разнородных материалов, находящихся в контакте. Так, например, с целью снижения указанного явления была разработана и реализована конструкция составного валка с промежуточной гильзой [1].

Изложенный в [2] метод соединения бандажей с осями составных прокатных валков с величиной натяга $0,5/1000 D_{\text{посад}}$ ($D_{\text{посад}}$ - диаметр посадочной поверхности оси валка) путем нанесения на сопрягаемую поверхность связующего вещества, содержащего частицы, является одним из новых направлений в решении задачи повышения надежности рассматриваемых деталей. Авторами [2] указывается на создание эффекта «расклинивания», позволяющего обеспечить соотношение удельных срезающих усилий к нормальным удельным давлениям близкое к единице. Это позволяет упредить остаточный прогиб оси валка и проскальзывания бандажа по оси валка в осевом и тангенциальном направлениях.

Повышение прочности соединения с натягом обосновывается [2] увеличением коэффициента трения на посадочной поверхности, что позволяет снизить величину натяга в соединении и, следовательно, концентрацию напряжений при посадке.

Поэтому для увеличения прочности составных валков были рассмотрены, исследованы и реализованы технологические методы, основанные на покрытии посадочной поверхности материалами, увеличивающими сцепление бандажа и оси валка. Величина коэффициента трения такого покрытия составляет 0,30 ... 0,32, тогда как у аналогичных деталях без покрытия – диапазон от 0,10 до 0,15.

Проведенные на деталях моделей валков исследования, связанные с нанесением покрытий на посадочные поверхности во ВНИИМЕТМАШ совместно с АО «НКМЗ» [3], показали, что уменьшение области проскальзывания позволяет увеличить жесткость, фреттинг усталостную прочность оси и снизить величины фреттинг-износа и остаточного прогиба составных прокатных валков.

В качестве моделей составных прокатных валков были использованы изделия со следующими основными размерами $\Phi 110 \times \Phi 80$ мм (рис. 1). Это соотношение геометрических параметров к рассматриваемым конст-

рукциям составных валков составляло 1:10 ... 1:20, что позволило проводить достаточно корректные лабораторные исследования.

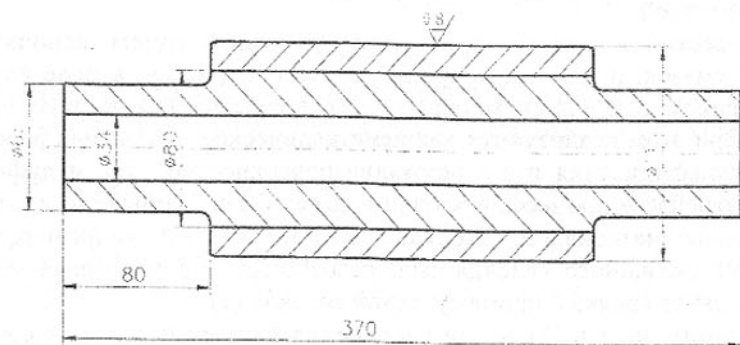


Рис. 1. Модель составного валка

Исследования показателей стойкости к истиранию покрытия были проведены в лабораторных условиях на моделях составных цилиндрических деталях, испытываемых в клети прокатного стана отдела прочности ВНИИМЕТМАШ [4]. Были изучены сопрягаемые поверхности демонтированных втулок и осей моделей составного прокатного валка без покрытия после 3×10^6 циклов нагружения [5]. По назначению и состоянию этих поверхностей условно они были разграничены на две области: первая – область совместной деформации оси валка и бандажа, характеризующаяся отсутствием проскальзывания; вторая (по обе стороны от нее) – область проскальзывания, имеющая задиры, неровности и коррозионные «язвы», свойственные процессу фреттинг-коррозии.

При этом в области проскальзывания посадочных поверхностей бандажа и, соответственно, оси валка отмечаются три характерных участка: от края посадочной поверхности (с, с') фреттинг-коррозия проявляется в виде изменения цвета металла поверхности оси, который имеет коричневый оттенок, на следующем участке (d, d') отмечаются задиры и коррозионные «язвы», возникающие в результате «схватывания» металла контактирующих поверхностей; ближе к средней части валка (с, е') наблюдается начальная стадия фреттинг – коррозии. Вышеописанное состояние указанных поверхностей в [5] подтверждается и результатами исследований зон с, d, e на бандажах (рис. 2, а) и, соответственно, с', d', e' на осях валков (рис. 2, б) крупногабаритных изделий в условиях АО «НКМЗ». Наряде различных типоразмеров составных валков было установлено аналогичное состояние посадочных поверхностей демонтированных бандажей и осей валков, которые отработали ресурс на уровне $(4,4 \dots 5,6) \times 10^6$ циклов нагружения.

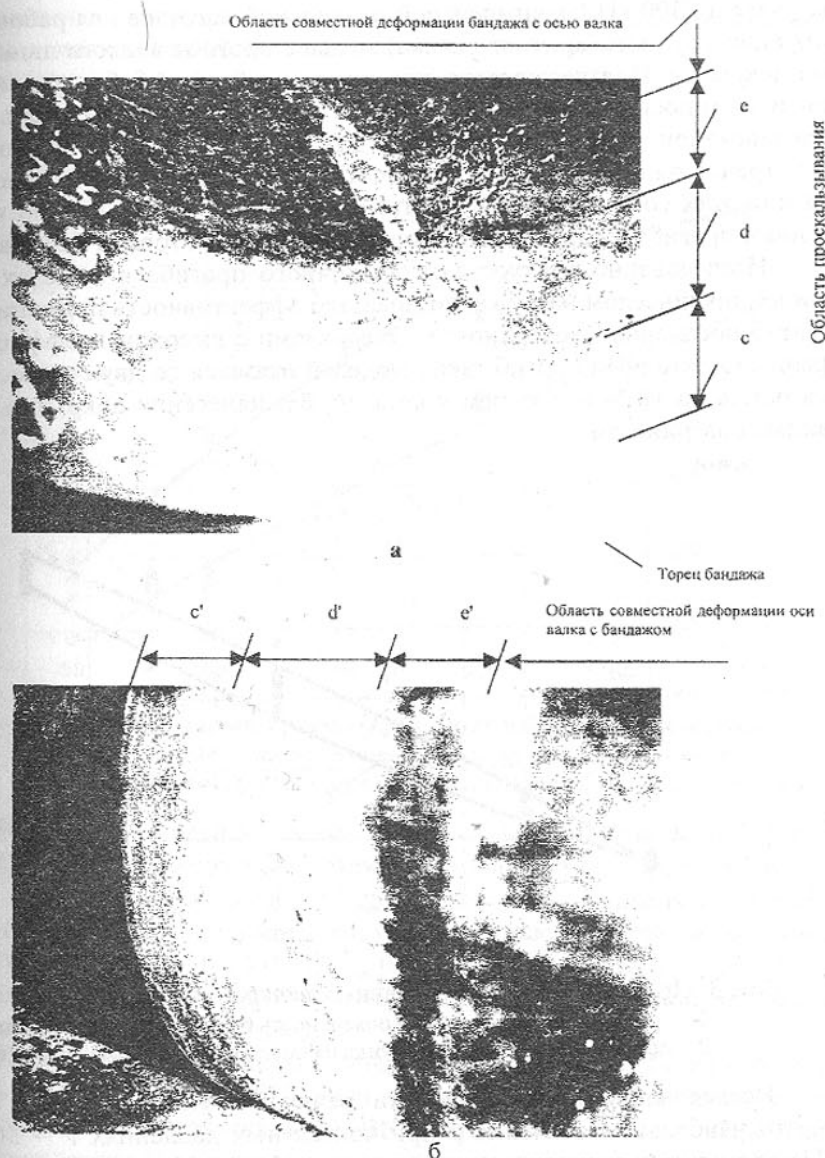


Рис. 2. Состояние посадочных поверхностей бандажа (а) и оси (б) составного валка массой 90 т, отработавшего ресурс ($N > 4,4 \times 10^6$ циклов нагружения)

Выполненные экспериментальные исследования показали (рис. 3), что прогиб у модели составного валка с покрытием оси при максимальной

нагрузке до 300 кН (эквивалентной предельной нагрузке для рабочей конструкции крупногабаритного вала) меньше прогиба аналогичной модели без покрытия. Подтверждается, что остаточный прогиб $f_{ост}$ для модели с покрытием посадочной поверхности оси вала до 18 ... 44 %, меньше, чем у аналогичной - без покрытия (рис. 4). Вследствие увеличения коэффициента трения на посадочных поверхностях «ось – бандаж» повышается жесткость этих составных деталей, что способствует уменьшению их остаточного прогиба и снижению уровня напряжений на торцах бандажа.

Исследование жесткости и остаточного прогиба в моделях валков при их циклическом нагружении показало эффективность применения покрытий посадочной поверхности материалами с высоким коэффициентом трения. Остаточный прогиб таких моделей оказался до двух раз меньше, а жесткость до 18 % выше, чем у деталей, без нанесения покрытия на указанные поверхности.

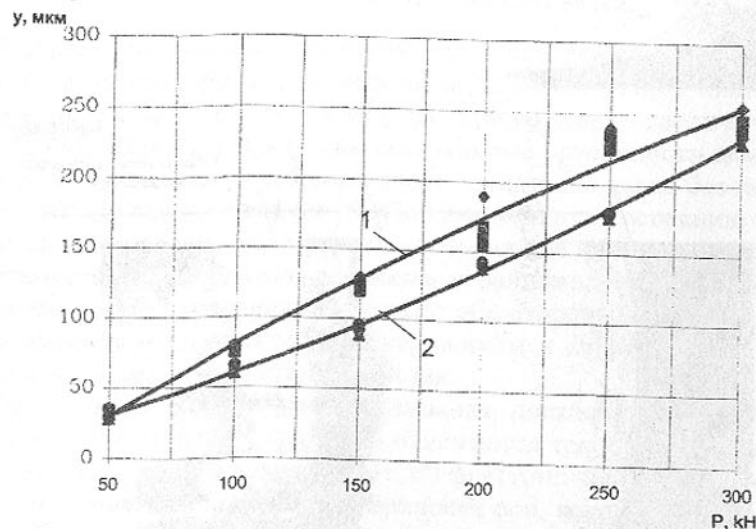


Рис. 3. Прогиб (y) моделей составных валков относительно опор
1 - традиционная посадочная поверхность без нанесения покрытия;
2 - при нанесении электрокорунда на посадочную поверхность оси вала

Исследование [4] коэффициента трения различных покрытий показало, что наибольшее значения μ при контактных давлениях $P = 30 \dots 40$ МПа достигается покрытием детали цинком ($\mu = 0,36 \dots 0,39$), электрокорундом с размером зерна порошка $\Delta_0 = 100 \dots 125$ мкм и $\Delta_0 = 50$ мкм ($\mu = 0,36$ и $\mu = 0,42$), а также вдавливанием электрокорунда $\Delta_0 = 50$ мкм ($\mu = 0,30 \dots 0,32$). При этом установлено, что при статическом нагружении модели составного вала происходит необратимое смещение края втулки относительно оси вала, что приводит к проявлению остаточного прогиба и

увеличению полного прогиба модели по сравнению с аналогичными моноблочными валками до 60 %.

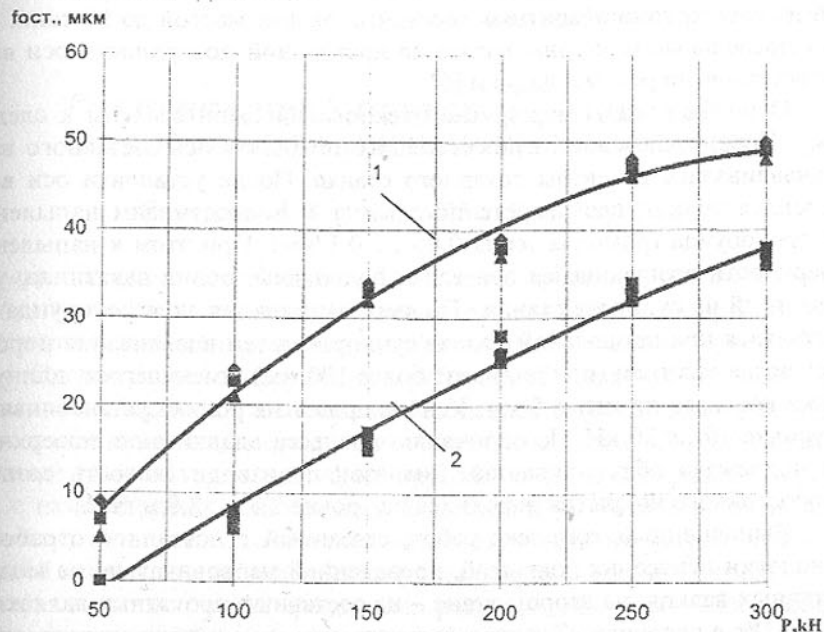


Рис. 4. Остаточный прогиб ($f_{ост}$) моделей составных валков
1 - традиционная посадочная поверхность без нанесения покрытия;
2 - при нанесении электрокорунда на посадочную поверхность оси вала

Испытания моделей валков с различными покрытиями [4] после $N = 3 \times 10^6$ циклов нагружения показали, что покрытие посадочной поверхности оси цинком уменьшает их прогиб до 16 %, остаточный прогиб до двух раз, а вдавливание электрокорунда в тело оси модели вала с уменьшенным натягом ($\delta = 0,00075 D_{посад.}$) обеспечивало снижение прогиба на 6 %, остаточного прогиба на 40 % по сравнению с моделями без покрытия и имеющими натяг $\delta = 0,001 D_{посад.}$

Первоначально, с целью повышения работоспособности опорных валков прокатных станок 650, 1000, 1340 завода «Серп и молот» на предприятии «Электростальтяжмаш» ВНИИМЕТМАШем были опробованы конструкторские и технологические решения изложенные в [3]. Рассматривалась конструкция вала с промежуточной прослойкой между бандажом и осью вала, состоящей из вдавленного в ось вала твердого порошка электрокорунда (Al_2O_3).

Выполненные вышеуказанные исследования на моделях валков и опытно-промышленные работы на валках для станков завода «Серп и мо-

лот» позволил ВНИИМЕТМАШу и АО «НКМЗ» подойти к процессу реализации покрытия осей валков на опытно-промышленной партии состоящей из трех крупногабаритных составных валках массой до 90 тонн. При этом предельные величины натяга на посадочной поверхности оси валка соответствовали рекомендациям [6].

Основные этапы маршрутной технологии были сведены к следующему. Перед нанесением износостойкого покрытия ось составного валка устанавливалась в центры токарного станка. После установки оси валка наносился тонкий слой веретенного масла с последующим напылением электрокорунда (размеры зерна 0,05 ... 0,1 мм). При этом к напыленной поверхности вращающейся оси валка подводился ролик накатника, установленный на суппорте станка. Процесс вкатывания электрокорунда осуществлялся при продольной подаче суппорта путем вдавливания порошка в ось валка роликом (при диаметре более 100 мм), имеющего длину дорожки контакта не менее 5 мм. Усилие прижатия ролика устанавливалось на уровне 10 ... 20 кН. По окончании процесса вдавливания поверхность оси подлежала обезжириванию. Диапазон производительности создания износостойкого покрытия находился на уровне 2,3 ... 2,8 м²/час.

Выполненный комплекс работ, связанный с поэтапной обработкой технологии нанесения покрытий, проведенной первоначально на моделях составных валков, на втором этапе – на составных прокатных валках массой до 18т в условиях «Электростальтяжмаш» и на заключительном этапе в условиях АО «НКМЗ» - на валках массой до 90 т., позволил отработать основные решения указанного технологического процесса. Это позволяет с учетом результатов, полученных на прокатных валках массой до 25т [2], расширить объемы производства указанных изделий с использованием вышеизложенной технологии.

Список литературы: 1. Патент 2048937 (РФ) Составной прокатный валок /И.А. Бобух, В.Т. Лебедь, В.И. Пономарев и др. – Оpubл. в бюл. № 33 от 27.11.95г. 2. Патент 3718956 (США). Built-up sleeve roll for rolling and method of making the same/Yasuhiro Sekimoto, Itsuo Korenaga both of Kitakyushu – Оpubл. 06.03.1973. 3. А.с. 1189213 (СССР) Составной прокатный валок и способ изготовления составного прокатного валка / В.Т. Фирсов, Б.А. Морозов, А.С. Гавришко, В.И. Шадрин и др. – бюл. № 40, 1985. – ДСП. 4. Фирсов В.Т. Теоретические основы расчета и обеспечение работоспособности крупных деталей, соединенных натягом. Автореф. дис... степ. д-ра техн. наук. - М., 1990. – 32 с. 5. Исследование и внедрение способа, обеспечивающего повышение стойкости составных прокатных валков /В.Т. Фирсов, С.А. Балувев, Т.Н. Побежимова, Г.М. Гречушкин - Тяжелое машиностроение 1991, № 5, с.24-25 6. Патент 2020007 (РФ) Составной

прокатный валок /И.А. Бобух, В.Т. Лебедь, В.И. Пономарев и др. – Оpubл. в бюл. № 18 от 30.09.94г.

Статья поступила в редакцию 18.10.2002 г.

ОЦЕНКА РИСКА ОТ ЭКСПЛУАТАЦИИ АЭС В УСЛОВИЯХ ОГРАНИЧЕННОЙ ИНФОРМАЦИИ

Печерица А.В. (ГНТЦ ЯРБ г. Киев, Украина)

The approach for implementation of NPP safety assessment in case if the relevant primary date is not enough is presented in the article along with the requirements to methodologies being applied within the mentioned approach.

Оценка риска от нарушений в работе АЭС Украины (например, [1]), в том числе, вероятностный анализ безопасности (ВАБ) весьма затруднены: с одной стороны, системы, комплектующие блоки АЭС являются высоконадежным оборудованием, а с другой, – опыт эксплуатации в сравнении с назначенными показателями надежности (особенно, в части долговечности) не велик. Это обуславливает скудность информации, интересующей исследователя надежности (и напрямую связанной с нею безопасностью), т.к. поток отказов представлен редкими событиями. Указанное обстоятельство усугубляется тем, что выборки (наблюдаемые события) являются по сути цензурированными, поскольку наблюдения за интересующими событиями проводятся не от начала эксплуатации исследуемых объектов [2, 3]. В случае отказа элемента в промежутке эксплуатации между ремонтами отрезок времени после восстановления до очередного ремонта является случайной величиной и одним из показателей цензурирования.

Одним из основных документов, где освещены различные аспекты, связанные со сбором и обработкой данных по надёжности оборудования и частотам исходных событий аварий (ИСА) для целей ВАБ, является руководство МАГАТЭ [4]. Этот документ предъявляет определенные требования, среди прочих, к процедуре обработки и приоритетности использования исходной информации.

В то же время отсутствие полной информации по конкретному исследуемому блоку АЭС зачастую приводит либо к некорректному использованию дополнительных данных либо принимаются данные, не соответствующие регулирующим требованиям и имеющейся международной практике.

Одним из известных и широко применяемых методов получения величин, необходимых для проведения риск-ориентированных [1,4,5] анализов безопасности АЭС, является метод Байеса [6]. Однако, его корректное

применение с учётом специфики данных об эксплуатации АЭС, имеющейся на сегодняшний день в Украине, требует проведения дополнительных исследований.

Непосредственные оценки риска выполняются по информации о вероятностях независимых отказов элементов систем (вероятностей базисных исходных событий). Эти значения вероятностей (ВАБ, анализ нарушений с применением методики событий-предшественников [1]) определяются с помощью известного пакета IRRAS (Integrated Risk and Reliability Assessment System) [7,8]. Однако только наличие полной и достоверной исходно информации делает возможным непосредственное использование указанного продукта. При этом расчет вероятностей отказа невозможных элементов выполняется при предположении экспоненциального закона распределения наработок до исследуемых базисных событий. Предположение, используемое при расчётах на IRRAS, относительно пуассоновского потока отказов, которое позволяет использовать экспоненциальный закон распределения времени наработки на отказ (для невозможных изделий – до отказа [9]), можно считать лишь первым приближением.

При разработке методологических основ инженерных методик для АЭС должны быть учтены следующие требования, с одной стороны, предусматривающие специфику сбора и обработки информации в Украине, с другой, - избавленные от ряда допущений и предположений, имеющих место в пакете IRRAS:

- должна выполняться идентификация закона распределения времени наработки на отказ т.е. возникновение базисного события (например, с помощью выдвижения и проверки гипотез) с одним из рекомендованных [10]. Это необходимо для избежания погрешности обязательного постулирования экспоненциального закона;
- обрабатываемая информация должна выполняться с учетом цензурированности [11] выборок;
- использование обобщённой информации должно выполняться с учетом степени доверия к ней. Очередность использования данных по мере "удаления" объекта-аналога последовательно уменьшает задаваемые доверительные вероятности. Естественно, это должно быть учтено в предлагаемом подходе.

Проведение анализа исходных данных требует выполнения ряда процедур, предусмотренных [10]. Это построение эмпирических функций распределения, попытки идентификации полученной функции с одной из пяти известных, определение параметров идентифицированного распределения. В случае не подтверждения гипотезы о соответствии эмпирической функции распределения с одной из заданных необходимо применение ап-

парата непараметрических методов исследований.

Такие требования вызывают необходимость существенно большего объёма информации, чем тот, что имеется в настоящее время. Это объясняет интерес к применению байесовского подхода [6,12,13,14]. На рис.1 представлена общая схема использования данных по надежности и частотам ИСА при выполнении оценки риска от эксплуатации АЭС.

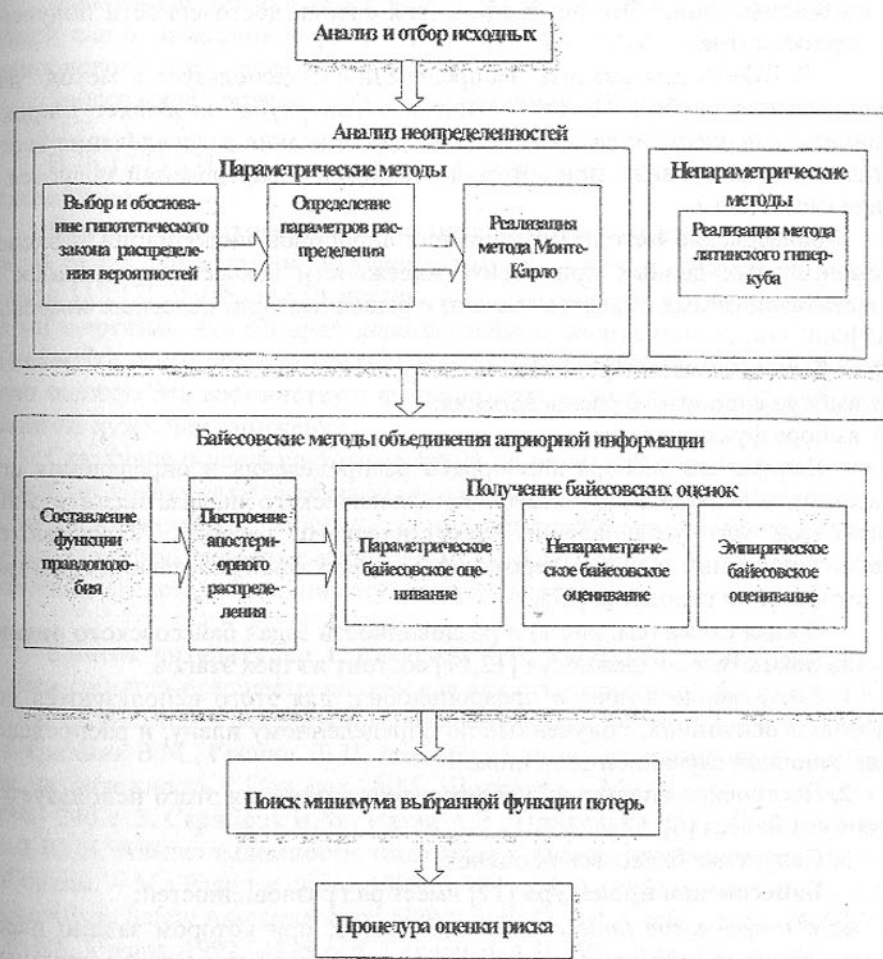


Рис.1

Исходные данные представляются в виде вероятностей базисных событий либо напрямую задаваемыми вероятностями, либо полученными в результате приблизительных расчетов. [10,15].

Для оценки **неопределённости** используются параметрические и непараметрические методы. К *параметрическим* относится метод Монте-Карло [16]. Отметим, что для использования этого метода необходима не только идентификация исследуемой функции распределения с одной из известных [10], не только определение параметров предлагаемого в качестве гипотезы распределения, но и определение доверительной вероятности идентификации. Это необходимо для оценки достоверности полученных результатов.

В IRRAS для анализа неопределённости используется метод "латинского гиперкуба". Метод "латинского гиперкуба" позволяет широко применять *непараметрические методы* для описания распределения вероятностей отказа в виде, при котором плотности распределений задаются в виде гистограмм.

Байесовские методы объединения априорной информации и экспериментальных данных при оценке надежности невосстанавливаемых и восстанавливаемых объектов связаны с решением *трех основных вопросов* [17]:

- 1) выбора семейства вероятностных мер;
- 2) выбора априорного распределения;
- 3) выбора функции потерь.

Данные для выбора априорного распределения и определения его параметров являются результатом технологического анализа эксплуатации элементов для установления статистического подобия. Указываются ориентировочные значения вероятностей безотказной работы или границы, в которых они находятся [17].

Общая схема (см. рис.1) и разновидности задач байесовского оценивания показателей надежности [12,17] состоит из трех этапов.

1. Составление функции правдоподобия; для этого используются результаты испытаний, полученные по определенному плану, и распределение основной случайной величины.

2. Построение апостериорного распределения; для этого используется формула Байеса [6].

3. Получение байесовских оценок.

Байесовская процедура [17] имеет ряд разновидностей:

- *параметрическое байесовское оценивание*, при котором задано параметрическое семейство для распределения основной случайной величины;
- *непараметрическое байесовское оценивание*, при котором распределение основной случайной величины считается неизвестным, в некоторых случаях можно считать, что оно принадлежит некоторому классу распределений;
- *полная априорная определенность*, когда плотность априорного распре-

деления задана полностью;

- *частичная априорная определенность*, когда задано лишь конечное количество ограничений, накладываемых на функционалы от априорной плотности;

- *эмпирическое байесовское оценивание*, при котором априорное распределение полностью неизвестно.

Байесовские оценки вероятности безотказной работы для биномиальной схемы изложены в [6,12,14,17], а способы получения параметров априорного бета-распределения - в [17].

Байесовские оценки для распределения Пуассона изложены в [13,14,17].

В [6,12,13,17] описаны оценки в условиях частичной априорной неопределённости.

Оценка вероятности безотказной работы с учетом погрешности всегда будет *оптимальной с точки зрения минимума выбранной функции потерь* [12,17]. В ядерной энергетике, где отказ объекта связан с человеческими жертвами или потерей дорогостоящего оборудования, для оценки надежности этого объекта следует использовать наиболее пессимистическую оценку. Это соответствует функции потерь, имеющей свойство - *завышение хуже, чем занижение*.

Сказанное выше в настоящее время не имеет как общей (взаимосвязанной по показателям анализа неопределённости и применения байесовского оценивания) методологии, так и реализации в виде инженерных методик. Поэтому требуется необходимость в разработке методов и программных средств, решающих эту важную задачу.

Список литературы: 1. Печерица А.В. Результаты применения методики событий-предшественников для анализа нарушений в работе АЭС Украины. Ядерная и радиационная безопасность, 2001, вып.1, т.4, с. 29-35. 2. Скрипник В.М., Гречин Л. Н. Альтернативные испытания малых выборок на надежность / Под ред. А.М. Широкова. - Мн.: Наука и техника, 1986. - 240 с. 3. Скрипник В.М., Назин А.Е., Приходько Ю.Г., Благовещенский Ю.Н. Анализ надежности технических систем по цензурированным выборкам. - М.: Радио и связь, 1988. - 184 с. 4. Procedures for Conducting Probabilistic Safety Assessments on NPP (Level 1), IAEA safety series № 50-P-4, IAEA, Vienna, 1992, - 175 p. 5. Печерица А.В., Инюшев В.В. Характеристика источников данных по дефектам оборудования и арматуры АЭС. Ядерная и радиационная безопасность, том 2, выпуск 1, 1999, с 13-24. 6. Martz H.F., Waller R.A. Bayesian reliability analysis. Krieger Publishing Company. Malabar, Florida. 1991. - 745 p 7. Russell K.D., Kvarfordt K.J., Skinner N.L., Wood S.T., Rasmuson D.M. Systems Analysis Programs for Hands - on

Integrated Reliability Evaluations (SAPHIRE) Version 5.0/ Integrated Reliability and Risk Analysis Sistem (IRRAS) Referense Manual. NUREG/CR -6116 December 1993 INEL 8. Integrated Reliability and Risk Analysis System (IRRAS) Basic Training Course.- NRS, Washington, 1995. 9. ДСТУ 2860-94 Надійність техніки. Терміни та визначення. 10. ДСТУ 3004-95 Надійність техніки. Методи оцінки показателів надійності по експериментальним даним. 11. ГОСТ 27.504-84. Надійність в техніці. Методи оцінки показателів надійності по цензурированным выборкам. 12. Савчук В.П. Байесовские методы статистического оценивания: Надійність технічних об'єктів. - М.: Наука, 1989.- 328 с. 13. Engelhardt M. E., 1994, Events in Time: Basic Analysis of Poisson Data, EGG-RAAM-11088. 14. Atwood, Corvin L., 1994, Hits per Trial: Basic Analysis of Binomial Data, EGG-RAAM-11041. 15. Справочник по надійності. Т.1. Пер с англ. Под ред. Б. Р. Левина., М.: Мир, 1969. -339 с. 16. Соболев И.М. Численные методы Монте-Карло. -М.: Наука, 1973. -311 с. 17. Надійність і ефективність в техніці: Справочник: В 10 т. Т. 4: Методи подоби в надійності/Под общ. ред. В.А. Мельникова, Н.А. Северцева. - М.: Машиностроение, 1987. - 280 с.

Статья поступила в редакцию 07.10.2002 г.

ПРАКТИЧЕСКОЕ ИСПОЛЬЗОВАНИЕ БАЙЕСОВСКИХ МОДЕЛЕЙ ДЛЯ ОЦЕНОК РИСКА ОТ ЭКСПЛУАТАЦИИ АЭС УКРАИНЫ

Печерица А.В., Важенін О.Н. (ГНТЦ ЯРБ г. Киев, Украина)

Studies on accuracy and validity of risk assessments from Ukrainian NPPs operation require confirmation of proper application of generic data for Bayesian models. Article consists of description of some Bayesian models, which could be applied for estimation of failure-free operation for binomial testing scheme. Besides, the modern approach for relevant tasks solution is described here. This approach allows to apply available reference data (nomograms, tables, drawings) as well as software with standard procedures for percentage dots and probability integrals.

ВВЕДЕНИЕ

Опыт выполнения оценки риска от нарушений в работе АЭС Украины, а также результаты проведения государственной экспертизы вероятностного анализа безопасности (ВАБ) пилотных энергоблоков, свидетельствуют о том, что информация об истории эксплуатации отечественных АЭС не всегда доступна или эффективно используется при выполнении указанных работ [1,2]. Одной из основных причин этого является тот факт, что интересные события являются редкими. К тому же наблюдения прово-

дятся со сравнительно недавнего времени и не всегда организованы корректно.

Имеются методические проблемы с использованием дополнительной информации при выполнении оценки безопасности АЭС Украины вероятностными методами. Как известно, в существующей отечественной нормативной документации не регламентируют использование байесовских методов в теории и практике надежности.

Впервые в отечественной справочной литературе в [3] широко представлены современные методы объединения результатов испытаний подобных объектов, а также Байесовские методы объединения априорной информации и экспериментальных данных при оценке надежности восстанавливаемых и восстанавливаемых объектов.

Основы Байесовского оценивания изложены в [4-11]. В [6,7] подробно изложена теория Байесовских методов, которые применяются при оценке надежности технических объектов, приводятся примеры их использования. Имеющийся в [6,7] достаточно большой набор решений модельных задач с необходимыми ссылками на многочисленные публикации по этим вопросам, позволяет создать на их основе необходимую базу знаний для решения практических задач для разработки инженерных методик, алгоритмов и программ.

Для специализированного математического и программного обеспечения необходимо использовать [9-17], где имеются не только статистические таблицы, но и приведены алгоритмы вычисления процентных точек вероятностных интервалов с гарантированной точностью. Особенно следует отметить [10], где кроме таблиц и формул приведены полные описания алгоритмов и тексты программ.

Стандартные программы, используемые даже в известных программных продуктах, например, в [18,19], описаны без указания реквизитов точности, и если требуется гарантированная точность, необходимо выполнить дополнительное тестирование по известным табличным данным, например [11, 16], для получения метрологических оценок результатов расчетов.

Основная особенность задач оценки риска от нарушений в работе АЭС состоит в том, что их приходится решать в условиях ограниченности экспериментальных данных (или данных наблюдений), что вынуждает использовать дополнительные данные. Для использования в расчетах дополнительных обобщенных данных о дефектах элементов АЭС *необходим углубленный технологический анализ элементов и систем для установления статистического подобия*, что позволит в дальнейшем учитывать эти данные в качестве априорной информации.

БАЙЕСОВСКИЕ МОДЕЛИ

Общая байесовская процедура [4] имеет большое число разновидностей:

- *параметрическое байесовское оценивание*, при котором задано параметрическое семейство для распределения основной случайной величины;
- *непараметрическое байесовское оценивание*, при котором распределение основной случайной величины считается неизвестным, в некоторых случаях можно считать, что оно принадлежит некоторому классу распределений;
- *полная априорная определенность*, когда плотность априорного распределения задана полностью;
- *частичная априорная определенность*, когда задано лишь конечное количество ограничений, накладываемых на функционалы от априорной плотности;
- *эмпирическое байесовское оценивание*, при котором априорное распределение полностью неизвестно.

В [3,6,16] описаны способы оценки ВБР (вероятности безотказной работы) в условиях частичной априорной неопределенности. Иногда дополнительные данные позволяют выбрать вид априорного распределения и оценить его параметры, а иногда позволяют только указать ориентировочное значение ВБР или границы, в которых она находится.

Учитывая большое число разновидностей байесовских процедур [4], для исследования точности и достоверности оценок риска от эксплуатации АЭС необходимо обоснование выбора конкретного Байесовского метода, который используется для оценки вероятности безотказной работы, его полное описание со ссылками на используемые научные публикации; с обоснованием выбора вида априорного распределения и используемой функции потерь.

Использование параметрических оценок, которые изложены в [4-10], рассмотрим на примере Байесовских оценок вероятности безотказной работы для биномиальной схемы.

Рассмотрен случай, когда известны параметры априорного *бета*-распределения α и β , и пусть испытания (наблюдения) за техническим объектом проводятся по схеме независимых испытаний, а результаты фиксируются в виде "успех-отказ"; всего проведены N испытаний (наблюдений) и зафиксированы d отказов. Как известно [4-10] в таком случае апостериорное распределение будет тоже *бета*-распределением с параметрами $a = \alpha + N - d$, $b = \beta + d$.

Для оценок выбрана квадратичная функция потерь, вследствие чего точечная оценка определяется как апостериорное среднее (математическое ожидание) вероятности безотказной работы \hat{P}^* . В качестве характеристик

точности используется апостериорное среднее квадратическое отклонение $\sigma_{\hat{P}^*}$ и нижняя доверительная граница \underline{P}_q для вероятности q .

Ниже приведены выражения для априорной плотности $h(p)$ оценок вероятности безотказной работы для случая априорных *бета*, обобщенного *бета* распределения [3].

Для априорного *бета*-распределения:

$$h(p) = \frac{p^{\alpha-1}(1-p)^{\beta-1}}{B(\alpha, \beta)} \quad 0 \leq p \leq 1; \alpha \geq 0; \beta \geq 0 \quad (1)$$

$$\hat{P}^* = \frac{\alpha + N - d}{\alpha + \beta + N}; \quad \sigma_{\hat{P}^*}^2 = \frac{(\alpha + N - d)(\beta + d)}{(\alpha + \beta + N)^2(\alpha + \beta + N + 1)}; \quad (2)$$

$$\underline{P}_q = \left[1 + \frac{\beta + d}{\alpha + N - d} \times F_{1-q, 2(\beta+d), 2(\alpha+N-d)} \right]^{-1}. \quad (3)$$

Для априорного обобщенного *бета*-распределения:

$$h(p) = \frac{1}{B(\alpha, \beta)(p_B - p_H)} \left(\frac{p - p_H}{p_B - p_H} \right)^{\alpha-1} \left(1 - \frac{p - p_H}{p_B - p_H} \right)^{\beta-1}; \quad (4)$$

$$0 \leq p_H \leq p \leq p_B \leq 1; \alpha \geq 0; \beta \geq 0$$

$$\hat{P}^* = p_H + (p_B - p_H) \frac{\alpha + N - d}{\alpha + \beta + N}; \quad \sigma_{\hat{P}^*}^2 = (p_B - p_H)^2 \frac{(\alpha + N - d)(\beta + d)}{(\alpha + \beta + N)^2(\alpha + \beta + N + 1)}; \quad (5)$$

$$\underline{P}_q = p_H + (p_B - p_H) \left[1 + \frac{\beta + d}{\alpha + N - d} \times F_{1-q, 2(\beta+d), 2(\alpha+N-d)} \right]^{-1}. \quad (6)$$

где $F_{\alpha; \nu_1, \nu_2}$ -100% точка F -распределения с ν_1 и ν_2 степенями свободы.

Для определения нижней доверительной границы \underline{P}_q при проведении расчетов на ЭВМ в [3] рекомендуется численное решение уравнения

$$\int_{\underline{P}_q}^1 t^{\alpha+N-d-1} (1-t)^{\beta+d-1} dx = qB(\alpha + N - d, \beta + d). \quad (7)$$

Пользуясь заменой переменных $a = \alpha + N - d$, $b = \beta + d$, $x = \underline{P}_q$ и свойствами неполной бета-функции $I_x(a, b)$ [11-14], уравнение (7) приводится к стандартному виду

$$I_x(a, b) = 1 - q, \quad (8)$$

где $I_x(a, b) = \frac{1}{B(a, b)} \int_0^x t^{a-1} (1-t)^{b-1} dt$, $B(a, b) = \int_0^1 t^{a-1} (1-t)^{b-1} dt = \frac{\Gamma(a)\Gamma(b)}{\Gamma(a+b)}$,

$\Gamma(z)$ - гамма-функция Эйлера, $\Gamma(z) = \int_0^\infty t^{z-1} e^{-t} dt$,

В[3] предлагаются такие способы получения параметров априорного

бета-распределения.

Если известны априорные значения вероятности безотказной работы P_0 и среднее квадратическое отклонение σ_0 , то параметры априорного бета-распределения определяются по формулам:

$$\alpha = P_0 \left[\frac{P_0(1-P_0)}{\sigma_0^2} - 1 \right]; \quad \beta = (1-P_0) \left[\frac{P_0(1-P_0)}{\sigma_0^2} - 1 \right]. \quad (9)$$

Если значения P_0 и σ_0 отсутствуют, то могут быть найдены их статистические оценки. Для этого следует проанализировать результаты испытаний и эксплуатации объектов-аналогов при выполнении условий стабильности (одинаковых условий эксплуатации, одинакового качества ремонта и технического обслуживания и т. д.).

Пусть имеется n типов объектов-аналогов и для i -го типа проведены N_i испытаний (наблюдений) при d_i отказах. Тогда оценки \hat{P}_0 и $\hat{\sigma}_0^2$ определяются по формулам

$$\hat{P}_0 = 1 - \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \frac{d_i}{N_i}; \quad \hat{\sigma}_0^2 = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \left(\frac{d_i}{N_i} - \hat{P}_0 \right)^2. \quad (10)$$

Когда априорное распределение задано как равномерное усеченное с плотностью

$$h(p) = \frac{1}{p_B - p_H}, \quad 0 \leq p_H \leq p \leq p_B \leq 1; \quad (11)$$

выражения для оценок вероятности безотказной работы для биномиальной схемы, если проведены N испытаний (наблюдений) и зафиксированы d отказов, имеют следующий вид [7]:

$$\hat{P}^* = \frac{d+1}{N+2} \left\{ \frac{I_{p_B}(d+2, N-d+1) - I_{p_H}(d+2, N-d+1)}{I_{p_B}(d+1, N-d+1) - I_{p_H}(d+1, N-d+1)} \right\} \quad (12)$$

$$\sigma_{\hat{P}^*}^2 = \frac{(d+2)(d+1)}{(N+3)(N+2)} \left\{ \frac{I_{p_B}(d+3, N-d+1) - I_{p_H}(d+3, N-d+1)}{I_{p_B}(d+1, N-d+1) - I_{p_H}(d+1, N-d+1)} \right\} - \frac{(d+1)^2}{(N+2)^2} \left\{ \frac{I_{p_B}(d+2, N-d+1) - I_{p_H}(d+2, N-d+1)}{I_{p_B}(d+1, N-d+1) - I_{p_H}(d+1, N-d+1)} \right\}^2 \quad (13)$$

Численное значение \hat{P}_q найдется из решения уравнения:

$$I_{\hat{P}_q}(d+1, N-d+1) = (1-q)I_{p_H}(d+1, N-d+1) + (q)I_{p_B}(d+1, N-d+1). \quad (14)$$

БАЙЕСОВСКИЕ ОЦЕНКИ В УСЛОВИЯХ ЧАСТИЧНОЙ АПРИОРНОЙ НЕОПРЕДЕЛЕННОСТИ

Данный тип оценок используется в тех ситуациях, когда априорное распределение не задано, а известны лишь некоторые ограничения, накладываемые на априорные числовые характеристики показателя надежности.

Наиболее распространенным является случай, когда задано в виде конкретного числа априорное значение показателя надежности. Сущность способов получения апостериорных байесовских оценок заключается в использовании таких априорных распределений, которые максимизируют функцию апостериорного байесовского риска, т. е. в качестве априорного распределения выбирается наилучшее распределение, для которого выполняются упомянутые ограничения. Ниже приводятся байесовские оценки вероятности безотказной работы для биномиальной схемы [3,4].

Для биномиальной схемы результаты испытаний (наблюдений) представлены в виде двух чисел: общего количества испытаний N и количества отказов d .

Известно априорное значение оцениваемой вероятности безотказной работы P_0 .

Расчет оценок показателя надежности проводится по формулам:

$$\hat{P}^* = \frac{\alpha_* + N - d}{\alpha_* + \beta_* + N}; \quad (15)$$

$$\sigma_{\hat{P}^*}^2 = \frac{(\alpha_* + N - d)(\beta_* + d)}{(\alpha_* + \beta_* + N)^2 (\alpha_* + \beta_* + N + 1)}; \quad (16)$$

$$\hat{P}_q = \left[1 + \frac{\beta_* + d}{\alpha_* + N - d} \times F_{1-q; 2(\beta_* + d); 2(\alpha_* + N - d)} \right]^{-1} \quad (17)$$

Значения параметров α_* и β_* определяются с помощью следующей процедуры. Необходимо принять $\alpha_* = \beta_* = 0$ при выполнении условий:

$$\begin{cases} \frac{1-P_0}{P_0} \leq g, & \text{если } d \leq \frac{N}{2} \\ \text{или} \\ \frac{1-P_0}{P_0} \geq g, & \text{если } d > \frac{N}{2} \end{cases} \quad (18)$$

$$\text{где } g = \frac{d [(d+1)(N-d) + 2(N-d)^2]}{(N-d) [(N-d+1)(N-2d) - 2d^2]}.$$

Если условия (12) не выполняются, то с помощью стандартных средств необходимо решить кубическое уравнение

$$z^3 + Az^2 + Bz + C = 0, \quad (19)$$

$$\text{где } A = -\frac{2s(2P_0-1)}{P_0(1-P_0)}; \quad B = -\frac{s(3s+2P_0-1)}{P_0(1-P_0)}; \quad C = -\frac{2s^2}{P_0(1-P_0)}; \quad s = N(1-P_0) - d.$$

Это уравнение имеет единственный корень z_* в области $z > N$.

С помощью величины z_* найдем α_* и β_* :

$$\alpha_* = (z_* - N)P_0; \quad \beta_* = (z_* - N)(1 - P_0). \quad (20)$$

Для получения приближенной оценки P_q может быть использована следующая приближенная формула

$$P_q \approx (1 - q)^c; \quad (c = \frac{1 - \hat{P}^*}{\hat{P}^*}). \quad (21)$$

Для определения оценки P_q кроме формул (17,21) рекомендуется [3,6] уравнение

$$\frac{1}{B(\alpha_* + N - d, \beta_* + d)} \int_0^1 t^{\alpha_* + N - d - 1} (1 - t)^{\beta_* + d - 1} dx = q. \quad (22)$$

Уравнение (22) в отдельных случаях (когда $2\alpha_*$ и $2\beta_*$ целые числа) можно просто решить (аналогично (17)) с использованием обычных таблиц F-распределений [12,13], а в остальных случаях необходимы специальные таблицы F-распределений [11] или таблицы для числовых расчетов показателей надежности [15,16].

Более "рациональный" способ решения уравнений (7) и (22) это преобразование их к виду (8) и использование обратной функции к интегральной функции бета-распределения, которая имеется в современных статистических пакетах, например, [18,19]. Так при использовании Microsoft Excel [18]. в разделе "Статистические функции" необходимо выбрать (БЕТАОБР), которая возвращает обратную функцию к интегральной функции бета-распределения.

Стандартное обращение к этой функции имеет следующий вид [19]: =БЕТАОБР(вероятность; альфа; бета; А; В); где вероятность – значение интегральной функции распределения; альфа и бета – параметры бета-распределения; А и В необязательные нижняя и верхняя границы интервала х.

При использовании пакета STATISTICA [18], стандартное обращение к этой функции имеет следующий вид: VBeta(x, v, w), где x – значение интегральной функции распределения; v и w – параметры бета-распределения.

ВЫВОДЫ

Достоверность и точность оценивания риска от эксплуатации АЭС Украины в условиях ограниченной исходной информации напрямую связана с возможностью использования дополнительной информации.

Предлагается использование Байесовских оценок вероятности безот-

казной работы, полученных по биномиальной схеме испытаний с использованием различной априорной информации.

Полученные значения параметров апостериорной плотности бета-распределения используются при анализе чувствительности оценок риска от эксплуатации методом статистического моделирования.

Точечные оценки вероятности безотказной работы \hat{P}^* , среднего квадратическое отклонение $\sigma_{\hat{P}^*}$ и нижней доверительная граница P_q могут быть использованы для анализа чувствительности аналитическими методами.

Список литературы: 1. Печерица А.В. Результаты применения методики событий-предшественников для анализа нарушений в работе АЭС Украины. Ядерная и радиационная безопасность, 2001, вып. 1, т. 4, с. 29–35. 2. Печерица А.В., Инюшев В.В. Характеристика источников данных по дефектам оборудования и арматуры АЭС. Ядерная и радиационная безопасность, том 2, выпуск 1, 1999, с. 13–24. 3. Надежность и эффективность в технике: Справочник: В 10 т. Т. 4: Методы подобия в надежности/Под общ. ред. В.А. Мельникова, Н.А. Северцева. – М.: Машиностроение, 1987. – 280 с. 4. Справочник по прикладной статистике. В 2-х т. Т.2: Пер. с англ./Под ред. Э. Ллойда. – М.: Финансы и статистика, 1990. – 526 с. 5. Кокс Д., Хинкли Д. Теоретическая статистика. – М.: Мир. 1970. – 560 с. 6. Савчук В.П. Байесовские методы статистического оценивания: Надежность технических объектов. – М.: Наука, 1989. – 328 с. 7. Martz H.F., Waller R.A. Bayesian reliability analysis. Krieger Publishing Company. Malabar, Florida. 1991. – 745 p. 8. Канур К., Ламберсон Л. Надежность и проектирование систем. – М.: Мир. 1980. – 606 с. 9. Engelhardt M. E., 1994, Events in Time: Basic Analysis of Poisson Data, EGG-RAAM-11088. 10. Atwood, Corvin L., 1994, Hits per Trial: Basic Analysis of Binomial Data, EGG-RAAM-11041. 11. Мардиа Д., Земроч П. Таблицы F-распределений и распределений, связанных с ними. – М.: Наука, 1984. – 256 с. 12. Справочник по специальным функциям с формулами графиками и математическими таблицами / Под ред. М. Абрамовица и И. Стиган. – М.: Наука, 1979. – 832 с. 13. Большов Л.Н., Смирнов Н.В. Таблицы математической статистики. – М.: Наука, 1983. – 416 с. 14. Вентцель Е.С. Теория вероятностей. – М.: Физматгиз, 1969. – 576 с. 15. Надежность и эффективность в технике: Справочник: В 10 т. :Т. 6: Экспериментальная отработка и испытания/ Под общ. ред. Р.С. Судакова, О.И. Тескина – М.: Машиностроение, 1989.- 376 с. 16. Статистические задачи отработки систем и таблицы для числовых расчетов показателей надежности / Под ред. Р.С. Судакова. – М.: Высшая школа, 1975. – 604 с. 17. Судаков Р. С. Испытания систем: выбор объемов и продолжи-

тельности. М.: Машиностроение, 1988. – 445 с. 18. Боровиков В. STATISTICA: искусство анализа данных на компьютере. Для профессионалов. – СПб.: Питер, 2001.- 656 с. 19. Блатнер Патрик, Ульрих Лори, и др. Использование Microsoft Excel 2000. Специальное издание.: Пер. с англ.: Уч. пос. – М.: Издательский дом "Вильямс", 2000.-1024 с.

Статья поступила в редакцию 24.10.2002 г.

ДОЛГОВЕЧНОСТЬ ЗУБЧАТЫХ МУФТ

Польченко В.В., Богуславский В.А., Каплюхин А.А.
(ДонНТУ, г. Донецк, Украина)

The methods of increase of durability of products of mechanical engineering are considered at designing, manufacturing and operation. The recommendations for increase of durability gear coupling by results of theoretical and experimental researches are given.

Развитие техники и машиностроения в частности придало проблеме повышения долговечности большую значимость с точки зрения экономии материальных ресурсов и рабочей силы и приобщило к этой проблеме широкий круг конструкторов, технологов, эксплуатационников и исследователей различных специальностей. Это позволило разработать конструктивные и технологические мероприятия по повышению срока службы машин и создать рациональные методы ухода за ними.

Дальнейшее развитие машиностроения происходит в соответствии с основными направлениями развития машин: концентрацией мощностей, интенсификацией рабочих процессов, автоматизацией. Повышаются параметры деталей машин, разрабатываются детали особо высоких параметров, например, зубчатые передачи, работающие со скоростями 10... 150 м/с и передающие мощность в тысячи киловатт, подшипники для таких же скоростей и для частот вращения до 0,5 млн. в минуту.

При таких параметрах большая часть вырабатываемой механической энергии затрачивается на трение в машинах и технологических процессах. Только механическая энергия, используемая после превращения ее в электрическую на нагрев и освещение, расходуется без связи с трением. Во многих машинах энергия, расходуемая на трение в механизмах, превалирует над энергией рабочих процессов. Это в первую очередь относится к транспортным машинам, машинам текстильной и легкой промышленности, станкам на отделочных операциях. В рабочих процессах энергия в свою очередь расходуется в большей части на внешнее и внутреннее тре-

ние.

Трение обычно сопровождается износом деталей и инструмента. 80-90% деталей машин выбраковывается по износу и основная часть затрат на восстановление работоспособности машин связана с их износом. Процесс трения сопровождается сложным комплексом явлений: взаимодействием контактирующих поверхностей, физико-химическим изменением поверхностных слоев трущихся пар, разрушением (изнашиванием) поверхностей. В связи с существенной дискретностью фрикционного контакта, различием температурного и напряженного состояний в отдельных точках контакта, неравномерностью разрушения контакта все названные выше явления имеют статистическую природу.

Сложный комплекс взаимосвязанных физико-химических явлений, происходящих на поверхностях контактирующих тел (в микро- и макромасштабах) и приводящих к изменению физико-механических свойств материалов в пятнах фактического контакта, действия температурных градиентов, стохастический характер разрушения микрообъемов затрудняют получение полного математического описания основных процессов, влияющих на формирование силы трения, ответственных за механизм и интенсивность процесса изнашивания материалов.

Однако теория и инженерная практика повышения износостойкости и надежности работы трущихся деталей располагает большим количеством важных качественных зависимостей, результатов экспериментальных исследований и наблюдений, использование которых позволяет существенно повысить сроки службы машин [1, 2].

Неисправности агрегатов и машин зачастую связаны с нарушением работоспособности зубчатых муфт. При этом большинство отказов связано с износом зубьев зубчатых муфт, их поломкой или увеличением выше допустимого предела вибраций машины, вызванных увеличенными зазорами в зацеплении муфты (рис. 1). По результатам паспортизации долговечность зубчатых муфт в зависимости от условий работы и эксплуатации составляет от 400 до 6000 часов, что во многих случаях не удовлетворяет требованиям практики. С этой точки зрения проблема повышения долговечности зубчатых муфт актуальна и требует решения на стадиях проектирования, изготовления и эксплуатации.

Целью работы является исследование конструкторских, технологических и эксплуатационных мероприятий, способствующих повышению долговечности зубчатых муфт.

Важнейшим в вопросе повышения долговечности зубчатых муфт яв-

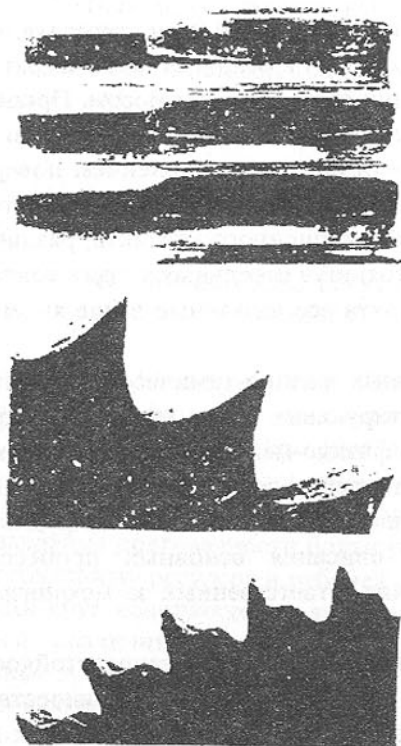


Рис. 1. Изношенные зубья зубчатой втулки

ляется установление видов разрушения зубьев. Для этого по специально разработанной методике исследовалось состояние поверхностного слоя зубьев муфты после изготовления и эксплуатации в производственных и лабораторных условиях при различных режимах работы муфт. По изменениям характера и величины шероховатости, волнистости поверхности, механических и физических свойств трущейся поверхности, внешнему виду поверхности делался вывод о виде износа, разрушения поверхностей зубьев.

На основании исследований видов разрушения и условий их возникновения разработана классификация основных видов износа зубьев зубчатых муфт, которая на стадии проектирования, после установления основных параметров эксплуатации определяет ведущий вид износа и предусматривает мероприятия по его минимизации [3].

Долговечность зубчатой муфты будет зависеть от износа зубьев. Для зубчатых муфт удобнее пользоваться линейной интенсивностью, представляющей собой толщину слоя изношенного материала зуба h на единицу пути трения L . Для случая пластического контакта И.В. Крагельским получена зависимость для линейной интенсивности на основе молекулярно-механической теории трения [4].

Однако к зубчатым муфтам непосредственно применить указанную зависимость не представляется возможным, потому что она получена для условий однонаправленного трения скольжения, при котором интенсивность износа ниже, чем при возвратно-поступательном скольжении, что имеет место в зубчатых муфтах. Учитывая переменность нагрузки на зубьях муфты в пределах контактной зоны и возвратно-поступательное скольжение, линейный износ зуба за один оборот муфты можно определить по

зависимости [4], преобразованной к виду

$$h = 2 \frac{K_u}{HB^\gamma} \int_0^{\varphi_k} P_{ai}(\varphi_i) L_i(\varphi_i) d\varphi_i,$$

где P_{ai} – давление, зависящее от угла положения зуба; HB – твердость материала зуба; K_u – экспериментальный коэффициент, учитывающий микрogeометрию контактирующих тел, условия смазки, напряженное состояние материала; γ – показатель степени зависимости износа от давления и твердости зубьев; φ_k – угол зоны контакта зубьев; φ_i – угол положения зуба.

В результате анализа распределения нагрузки между зубьями установлено, что давление на зубьях в значительной мере зависит от деформаций изгиба, контактного сжатия и перемещения, обусловленного упругой деформацией прилегающей к зубу части обода [5].

На составляющие суммарного перемещения, обусловленные деформациями изгиба и контактного сжатия воздействовать, в смысле их увеличения, не представляется возможным без снижения изгибной и контактной прочности зубьев. Перемещениями, вызванными упругой деформацией прилегающей к зубу части обода можно управлять оптимальной конструкцией ступицы, снижая при этом давление на зубьях и повышая долговечность муфты.

Эксперимент по исследованию распределения нагрузки между зубьями муфты, имеющих различную конфигурацию показал, что изменением жесткости обода (рис.2) можно увеличить число зубьев, передающих нагрузку на 40%, без снижения изгибной прочности.

Благоприятное распределение нагрузки между зубьями муфты, может быть достигнуто также уменьшением ширины зуба втулки и увеличением расстояния между зубчатыми венцами втулок. При этом необходимо учитывать другие факторы, ограничивающие размеры названных параметров. В частности, увеличение расстояния между зубчатыми венцами втулок приводит к увеличению габаритов муфты, хотя при этом возрастает компенсирующая способность муфты. В процессах изнашивания важную роль играют состояние и свойства тонкого поверхностного слоя деталей машин, от которых зависит характер образования и разрушения вторичных структур. Поверхностный слой формируется при окончательной обработке деталей машин. В настоящее время в машиностроении применяется большое число способов формирования поверхностного слоя деталей. К основным методам, обеспечивающим повышение надежности и долговечности

деталей машин, относятся: упрочнение пластическим деформированием, термообработка, наплавка и напыление износостойкого материала на рабочие поверхности деталей, электролитические и химические покрытия, электронское упрочнение, покрытие полимерными материалами и т.п. Эти методы дают возможность получать поверхностные слои с нужными эксплуатационными свойствами.

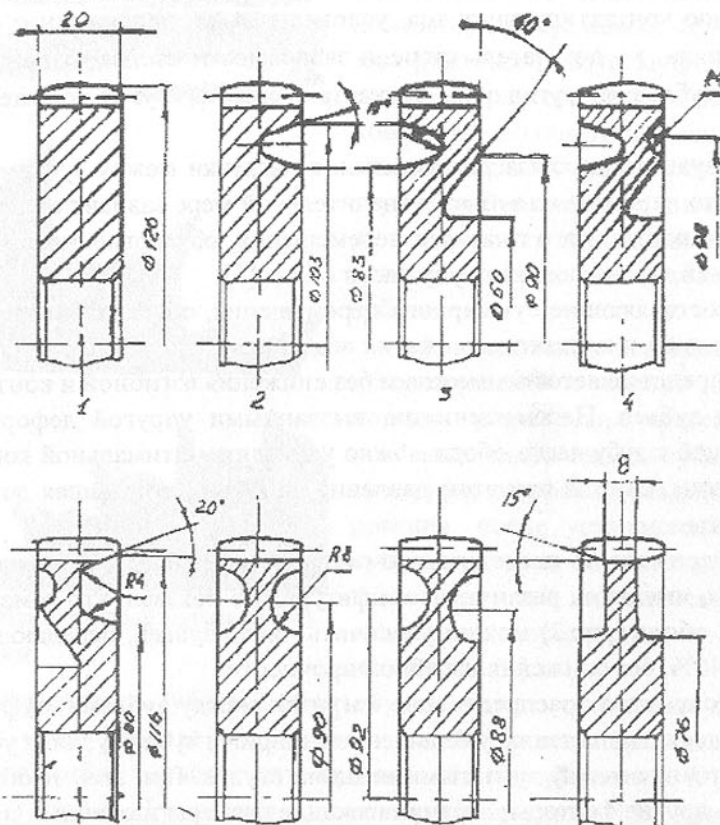


Рис. 2. Экспериментальные конструкции обода зубчатой втулки

Из перечисленных методов наиболее технологичным для зубьев зубчатых муфт может быть дробеструйный наклеп.

Эксперимент по исследованию влияния режимов обработки на состояние поверхностного слоя были проведены на образцах зубчатых муфт, изготовленных из стали 45. Дробеструйный наклеп повышает твердость поверхностного слоя зубьев на 20... 30%. Изменением времени дробеструйной обработки можно управлять шероховатостью обрабатываемой по-

верхности и достигать Ra 3,2...6,3 мкм. Исходная шероховатость при этом на окончательную не влияет.

Упрочнение поверхностного слоя зубьев муфты дробеструйным наклепом способствует повышению износостойкости рабочих поверхностей, главным образом за счет наклепа. Повышение твердости, прочности и активизации поверхностного слоя при наклепе способствует установлению динамического равновесия разрушения и восстановления вторичных структур. А это оказывает существенное влияние на расширение диапазона нагрузок, при которых происходит нормальный окислительный износ. На образцах зубчатых втулок, предварительно обработанных дробью, при трении в среде смазки индустриальное 30, даже при высоких давлениях (до 890 Мпа) не развивается схватывание I рода и стабильно сохраняется нормальный окислительный износ.

Одним из основных эксплуатационных методов повышения долговечности зубчатых муфт является применение смазочных материалов по физическим и химическим свойствам соответствующих условиям работы зубчатых муфт. Параметры трения между зубьями муфты не обеспечивают создания устойчивого масляного клина. Поэтому для снижения износа в процессе трения должны непрерывно создаваться разделительные вторичные структуры, экранирующие непосредственное взаимодействие твердых тел.

Максимальный эффект функционального назначения смазочной среды достигается при применении масел с присадками. При этом возникает возможность управления процессами трения износа, создание устойчивого протекания процессов.

Проведенные эксперименты показали, что присутствие ПАВ в смазочной среде снижает износ зубьев. Хорошие противоизносные свойства показали присадки с серой. Серные присадки создают на трущихся поверхностях металлов пленки сульфидов, для которых характерна высокая твердость, прочность и температура плавления. Сульфиды образуются при температуре порядка 200°C, поэтому антизадирный эффект этих присадок может проявляться только при высоких температурах. Так как температура в зоне трения зубьев не повышается выше 150°C, то полностью противозадирные свойства серных присадок не проявляются.

Самые хорошие противозадирные и противоизносные свойства показали присадки с хлором. Хлорные присадки образуют на трущихся поверхностях металлов пленки хлоридов. Они также образуются при высоких температурах, но ниже чем сульфиды, а именно при температуре при-

мерно 150°C, что соответствует температуре на площадке контакта зубьев. Пленки хлоридов железа характеризуются пластинчатой структурой, что обеспечивает малое сопротивление сдвига и низкий коэффициент трения.

На основании проведенных исследований сделаны выводы:

- на стадии проектирования зубчатых муфт создавать конструкции зубчатых втулок, которые обеспечивают передачу крутящего момента максимально возможным числом зубьев;

- при изготовлении зубчатых муфт использовать технологические процессы, создающие поверхностный слой зубьев, который обладает повышенной износостойкостью (например, поверхностно-пластическое деформирование);

- на стадии эксплуатации зубчатых муфт применять смазочные среды с присадками, обеспечивающие образование вторичных структур, повышающих износостойкость трущихся поверхностей.

Список литературы: 1. Качество машин: Справочник. В 2 т. Т 1 / А.Г. Сулов, Э.Д. Браун, Н.А. Виткевич и др.-М.: Машиностроение, 1995.- 256 с. 2. А.Н. Михайлов, А.В. Лукичев. Разработка рациональной геометрии зубьев зубчатых муфт, обеспечивающих увеличение их срока службы. / Second international congress. Mechanical engineering technologie' 99. September 16-18. 1999.Sofia, Bulgaria. 3. Польшенко В.В., Михайлов А.Н. Износ в зубчатых муфтах. // Прогрессивные технологии и системы машиностроения: сб. научных трудов. - Донецк: ДонГТУ, 1997. Вып. 4 - с. 131-135. 4. Крагельский И.В. Трение и износ.- М.: Машиностроение, 1968. 5. Польшенко В.В., Соловей А.В. Распределение нагрузки между зубьями зубчатой муфты. // Прогрессивные технологии и системы машиностроения: Международный сб. научных трудов. - Донецк: ДонГТУ, 1998. Вып. 5 - с. 177-181.

Статья поступила в редакцию 04.10.2002 г.

ГАРМОНИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ ГЛАВНОЙ ЛИНИИ ПРОКАТНОГО СТАНА С ИНДИВИДУАЛЬНЫМ ПРИВОДОМ

Руденко В.И., Нижник Н.В. (ДонНТУ, г.Донецк, Украина)

Analysis harmonic of rolling mil traction mechanism with individual drive is carried out. Own frequencies spectrum is determinate.

В приводах прокатных станков для передачи высоких крутящих мо-

ментов к рабочим валкам нашли широкое применение шпиндели скольжения. Конструктивные особенности шпинделей скольжения прокатных станков приводят к тому, что они являются источником колебаний главной линии прокатного стана. Поперечные и крутильные колебания шпинделей служат причиной усталостных разрушений элементов шпинделя, роста динамических нагрузок на механизмы главной линии прокатного стана.

Усовершенствование шпиндельного узла, повышение его прочности и долговечности – важная задача, которая требует не только изменения конструкции устройства, поиска лучшего материала, способа смазывания узла, но и аналитического исследования режимов нагружения и динамических явлений в главной линии путем применения наиболее точных методов расчета. В работе впервые рассматривается главная линия прокатного стана с индивидуальным приводом верхнего рабочего вала, как система с распределенными параметрами, с целью установления динамических составляющих крутящего момента на элементы шпинделя скольжения [1].

На основании высокой крутильной жесткости бочки прокатного вала, его можно рассматривать как сосредоточенную массу с моментом инерции J_{σ} , который можно привести к продольной оси шпинделя. В результате получим суммарный осевой момент инерции прокатного вала, приведенного к шарниру шпинделя и шарнира со стороны вала J_{Σ} :

$$J_{\Sigma} = J_{\Pi} + J_{\sigma} \cos \alpha$$

где J_{Π} - осевой момент инерции шарнира шпинделя, α - угол наклона оси шпинделя к оси вала привода.

Расчетная схема главной линии прокатного стана с индивидуальным приводом представляет собой три сосредоточенные вращающиеся массы, соединенные между собой посредством упругих валов с распределенными осевыми моментами инерции (рис.1), которые для валов круглого сечения определяются по формуле:

$$i_x = \gamma J_p,$$

где γ - удельный вес материала вала, J_p - полярный момент инерции поперечного сечения вала, определяемый по формуле $J_p = \frac{\pi d^4}{32}$.

В главной линии прокатного стана возникают крутильные колебания. Для системы с распределенными параметрами собственные крутильные колебания описываются волновым однородным уравнением [2]:

$$\frac{\partial^2 \varphi(x,t)}{\partial t^2} = C^2 \frac{\partial^2 \varphi(x,t)}{\partial x^2}, \quad (1)$$

где $\varphi(x,t)$ - функция углов закручивания поперечных сечений валов,

$C = \sqrt{GJ_p/i}$ - фазовая скорость крутильных колебаний.

Известно решение волнового уравнения (1), представленное в форме метода начальных параметров [1]:

$$\varphi(x,t) = \sum_{n=1}^{\infty} \left(\varphi_0 \cos k_n x + \frac{M_{0,n}}{k_n GJ_p} \sin k_n x \right) \sin(\omega_n t + \mu_n), \quad (2)$$

где k_n - волновое число, равное $k_n = \frac{\omega_n}{C}$; ω_n - циклическая частота собственных колебаний, определяемая выражением:

$$\omega_n = k_n \sqrt{\frac{GJ_p}{i}},$$

μ - начальная фаза собственных колебаний: $tg \mu = \frac{\varphi(x,0)}{\dot{\varphi}(x,0)}$,

$M_{0,n}$ - крутящий момент в начале участка системы,

$G = 8 \cdot 10^{10}$ Па - модуль упругости при сдвиге.

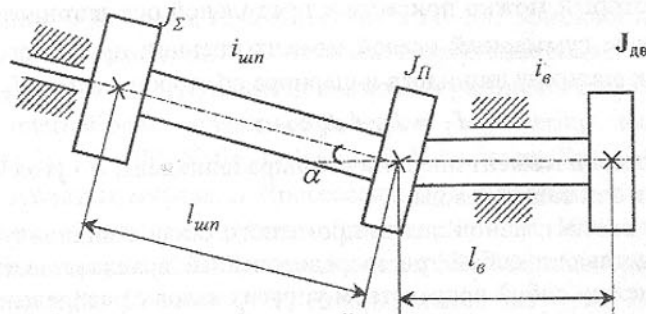


Рис. 1. Расчетная схема главной линии прокатного стана с индивидуальным приводом: где $J_{дв}$ - осевой момент инерции ротора двигателя, $i_с$ - погонный осевой момент инерции вала привода, $i_{ш}$ - погонный осевой момент инерции вала шпинделя, $l_с$ - длина вала двигателя, $l_{ш}$ - длина вала шпинделя.

Для случая отсутствия начальной скорости $\mu = \frac{\pi}{2}$ уравнение (2) запишется в виде:

$$\varphi(x,t) = \sum_{n=1}^{\infty} \left(\varphi_{0,n} \cos k_n x + \frac{M_{0,n}}{k_n GJ_p} \sin k_n x \right) \cos \omega_n t.$$

Рассмотрим n -ю гармонику собственных колебаний шпинделя:

$$\varphi_n^{ун}(x) = \varphi_{0,n} \cos k_{ун,n} x + \frac{M_{0,n}}{k_{ун,n} GJ_{рун}} \sin k_{ун,n} x,$$

где $M_{0,n}$ - момент в начале участка, при отсутствии внешней нагрузки и наличии сосредоточенной массы, он будет равен моменту сил инерции вращающейся массы:

$$M_{0,n} = M_{u,n} = -J_{\Sigma} \ddot{\varphi}_n^{ун}(0) = J_{\Sigma} \omega_n^2 \varphi_{0,n}, \text{ с учетом } k_{ун,n} = \omega_n / C_{ун},$$

где $C_{ун} = \sqrt{\frac{GJ_{рун}}{i_{ун}}}$, можно записать функцию для n -й гармоники

$$\begin{aligned} \varphi_n^{ун}(x) &= \varphi_{0,n} \cos \frac{\omega_n x}{C_{ун}} + \frac{M_{0,n} C_{ун}}{\omega_n GJ_{рун}} \sin \frac{\omega_n x}{C_{ун}} = \varphi_{0,n} \cos \frac{\omega_n x}{C_{ун}} + \frac{J_{\Sigma} \omega_n^2 \varphi_{0,n} C_{ун}}{\omega_n GJ_{рун}} \sin \frac{\omega_n x}{C_{ун}} = \\ &= \varphi_{0,n} \left(\cos \frac{\omega_n x}{C_{ун}} + \frac{J_{\Sigma} \omega_n C_{ун}}{GJ_{рун}} \sin \frac{\omega_n x}{C_{ун}} \right). \end{aligned}$$

На основании этого функция крутящего момента на валу шпинделя примет вид:

$$M_n^{ун}(x) = GJ_{рун} \frac{d\varphi_n^{ун}}{dx} = GJ_{рун} \varphi_{0,n} \left(-\frac{\omega_n}{C_{ун}} \sin \frac{\omega_n x}{C_{ун}} + \frac{J_{\Sigma} \omega_n^2}{GJ_{рун}} \cos \frac{\omega_n x}{C_{ун}} \right)$$

Момент инерции шарнира скольжения со стороны двигателя:

$$M_{u,n}^{ун} = -J_{п} \ddot{\varphi}_n(l_{ун}) = J_{п} \omega_n^2 \varphi_n(l_{ун}), \text{ где}$$

$$\varphi_n(l_{ун}) = \varphi_{0,n} \left(\cos \frac{\omega_n l_{ун}}{C_{ун}} + \frac{J_{\Sigma} \omega_n C_{ун}}{GJ_{рун}} \sin \frac{\omega_n l_{ун}}{C_{ун}} \right), \text{ а крутящий момент на}$$

шарнире скольжения:

$$M_n^{ун}(l_{ун}) = \varphi_{0,n} \left(-GJ_{рун} \frac{\omega_n}{C_{ун}} \sin \frac{\omega_n l_{ун}}{C_{ун}} + J_{\Sigma} \omega_n^2 \cos \frac{\omega_n l_{ун}}{C_{ун}} \right)$$

$$\text{Пусть } A(\omega_n) = \cos \frac{\omega_n l_{ун}}{C_{ун}} + \frac{J_{\Sigma} \omega_n C_{ун}}{GJ_{рун}} \sin \frac{\omega_n l_{ун}}{C_{ун}}, \text{ а}$$

$$B(\omega_n) = -GJ_{рун} \frac{\omega_n}{C_{ун}} \sin \frac{\omega_n l_{ун}}{C_{ун}} + J_{\Sigma} \omega_n^2 \cos \frac{\omega_n l_{ун}}{C_{ун}}, \text{ тогда}$$

$$\varphi_n(l_{ун}) = \varphi_{0,n} A(\omega_n), \text{ а } M_n^{ун}(l_{ун}) = \varphi_{0,n} B(\omega_n).$$

Начальными параметрами для вала будут являться

$$\varphi_{0,n} = \varphi_{0,n} A(\omega_n) \text{ и}$$

$$\begin{aligned} \bar{M}_{0,n} &= (M_n^{ун}(l_{ун}) + M_{u,n}^{ун}) \cos \alpha = \varphi_{0,n} B(\omega_n) + J_n \omega_n^2 \varphi_{0,n} A(\omega_n) \cos \alpha = \\ &= \varphi_{0,n} (B(\omega_n) + J_n \omega_n^2 A(\omega_n)) \cos \alpha, \end{aligned}$$

На основании этого можно записать для вала двигателя

$$\begin{aligned}\varphi_n^g(x) &= \bar{\varphi}_{0,n} \cos \frac{\omega_n x}{C_g} + \frac{\bar{M}_{0,n} C_g}{\omega_n G J_{ps}} \sin \frac{\omega_n x}{C_g} = \\ &= \varphi_{0,n} A(\omega_n) \cos \frac{\omega_n x}{C_g} + \varphi_{0,n} \frac{B(\omega_n) + J_{II} \omega_n^2 A(\omega_n)}{\omega_n G J_{ps}} C_g \cos \alpha \sin \frac{\omega_n x}{C_g} = \\ &= \varphi_{0,n} \left(A(\omega_n) \cos \frac{\omega_n x}{C_g} + \frac{B(\omega_n) + J_{II} \omega_n^2 A(\omega_n)}{\omega_n G J_{ps}} C_g \cos \alpha \sin \frac{\omega_n x}{C_g} \right).\end{aligned}$$

Функция моментов для вала двигателя запишется в виде:

$$\begin{aligned}M_n^g(x) &= G J_{ps} \frac{d\varphi_n^g}{dx} = \varphi_{0,n} G J_{ps} \times \\ &\times \left(-A(\omega_n) \frac{\omega_n}{C_g} \sin \frac{\omega_n x}{C_g} + \frac{B(\omega_n) + J_{II} \omega_n^2 A(\omega_n)}{G J_{ps}} \frac{\omega_n x}{C_g} \cos \alpha \cos \frac{\omega_n x}{C_g} \right) = \\ &= \varphi_{0,n} \frac{\omega_n}{C_g} \left(-G J_{ps} A(\omega_n) \sin \frac{\omega_n x}{C_g} + \frac{\cos \alpha}{\omega_n} (B(\omega_n) + J_{II} \omega_n^2 A(\omega_n)) \cos \frac{\omega_n x}{C_g} \right).\end{aligned}$$

С учетом $J_{\partial\delta}$ имеем

$$\begin{aligned}M_n^g(l_g) &= -J_{\partial\delta} \ddot{\varphi}_n^g(l_g) = J_{\partial\delta} \omega_n^2 \varphi_n^g(l_g) = \\ &= J_{\partial\delta} \omega_n^2 \varphi_{0,n} A(\omega_n) \cos \frac{\omega_n l_g}{C_g} + \frac{B(\omega_n) + J_{II} \omega_n^2 A(\omega_n)}{\omega_n G J_{ps}} \cos \alpha \cos \frac{\omega_n l_g}{C_g},\end{aligned}$$

откуда легко получить трансцендентное уравнение для определения спектра собственных частот главной линии прокатки:

$$\operatorname{tg} \frac{\omega_n l_g}{C_g} = \frac{\cos \alpha (B(\omega_n) + J_{II} \omega_n^2 A(\omega_n)) - J_{\partial\delta} \omega_n A(\omega_n)}{\frac{G J_{ps}}{C_g} A(\omega_n) + J_{\partial\delta} \frac{B(\omega_n) + J_{II} \omega_n^2 A(\omega_n)}{G J_{ps}} \cos \alpha}$$

Спектр собственных частот вычислен для верхнего рабочего валка стана 950 Донецкого металлургического завода по следующим характеристикам: диаметры прокатного валка, шарнира шпинделя, вала шпинделя соответственно равны $d_{np} = 0.95 \text{ м}$, $d_{шарн} = 0.85 \text{ м}$, $d_{валн} = 0.42 \text{ м}$; длина вала шпинделя и вала двигателя $l_{шпн} = 10 \text{ м}$, $l_g = 0.6 \text{ м}$; $\alpha = 7^\circ$; $J_{II} = 2.804 \cdot 10^3 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$; $J_{\partial\delta} = 1.482 \cdot 10^4 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$; $J_{\Sigma} = 1.372 \cdot 10^4 \text{ кг}$; $i_{шпн} = 230.523 \text{ кг} \cdot \text{м}$; $i_g = 960.112 \text{ кг} \cdot \text{м}$

Для определения корней трансцендентного уравнения используем

численный метод Левенберга-Маккардта. С целью установления начального приближения для метода рассмотрим функцию

$$f(\omega_n) = \operatorname{tg} \frac{\omega_n l_g}{C_g} - \frac{\cos \alpha (B(\omega_n) + J_{II} \omega_n^2 A(\omega_n)) - J_{\partial\delta} \omega_n A(\omega_n)}{\frac{G J_{ps}}{C_g} A(\omega_n) + J_{\partial\delta} \frac{B(\omega_n) + J_{II} \omega_n^2 A(\omega_n)}{G J_{ps}} \cos \alpha},$$

график которой представлен на рис. 2. Точки пересечения графика с осью ω являются корнями трансцендентного уравнения.

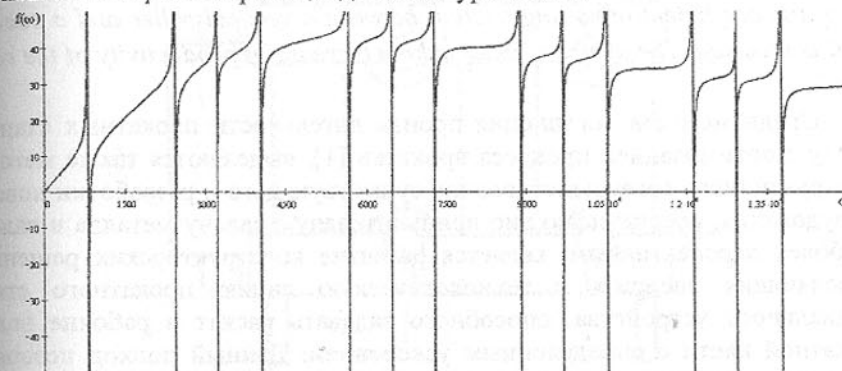


Рис. 2. Спектр собственных частот

Спектр собственных частот приведен в таблице.

Таблица. Спектр собственных частот

| N | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 | 11 |
|-------------------------|-----|------|------|------|------|------|------|------|-------|-------|-------|
| $\omega, \text{с}^{-1}$ | 849 | 2442 | 4056 | 5672 | 6466 | 7290 | 8908 | 9702 | 10527 | 12145 | 12937 |

Выводы. Впервые проведен гармонический анализ главной линии прокатного стана с индивидуальным приводом как системы с распределенными параметрами, в результате которого определен спектр собственных частот. Для исследования динамических процессов главной линии прокатного стана необходимо рассмотреть вынужденные крутильные колебания.

Список литературы: 1. Шевченко Ф.Л. Динамика упругих стержневых систем.- Донецк: ООО «Лебедь», 1999.- 268 с. 2. Динамічні задачі стержневих систем / Ф.Л.Шевченко, Г.М.Улитин.- К.:ІСДО, 1995.- 100 с.

Статья поступила в редакцию 11.10.2002 г.

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ РАСКАТА С ВЕРТИКАЛЬНЫМИ РОЛИКАМИ ЗАДАТЧИКА МЕТАЛЛА В ВАЛКИ ПРОКАТНОЙ КЛЕТИ

Ручко В.Н., Руденко В.И. (ДонНТУ, Донецк, Украина)

Interaction of vertical rollers of the device specifying metal in is investigated are shaky the rolling mill, with a peel of metal. Dependence for definition of effort of pressing of a vertical roller to a peel is deduced. The formula for definition of the coefficient of rolling friction between a vertical roller and a peel of metal is received. The device is intended for increase of productivity of the rolling mill.

Среди методов повышения производительности прокатных станов, наряду с оптимизацией процесса прокатки [1], выделяются также методы конструктивного совершенствования существующего и разработки нового оборудования, обеспечивающие принудительную задачу металла в валки. Наиболее перспективным, является развитие конструкторских решений, позволяющих внедрить в технологическую линию прокатного стана специальное устройство, способное задавать раскат в рабочие валки прокатной клетки с определенным ускорением. Данный подход позволит увеличить величину обжатия в пропуске, что обеспечит уменьшение цикла прокатки, и повысит производительность прокатного стана.

Как известно [2], максимальное ускорение a_{MAX} , которое может быть достигнуто на рабочем рольганге, при задаче металла в валки, не превосходит fg , что при коэффициенте трения раската о ролики рольганга $f = 0,3$, составляет $a_{MAX} = 2,94 \text{ м/с}^2$. Реально же данные значения еще меньше, и составляют для разных станов: $a = 0,65 - 1,55 \text{ м/с}^2$ [3].

Известно несколько конструкций механизмов для принудительной задачи металла в валки, применительно к различным прокатным станам [4-9]. Недостатком большинства из них [4-7], является сложность внедрения в технологическую линию прокатного стана. Другие же, использовались лишь в качестве лабораторного устройства для проведения экспериментов [9]. Наиболее возможным является использование устройства, совмещенного с манипулятором прокатного стана [8] (Рис.1).

Механизм для принудительной задачи металла в валки (задатчик металла в валки) состоит из групп вертикальных роликов 2, встроенных в линейки манипулятора 3. Ролики приводятся от фланцевых электродвигателей 5. С целью предохранения роликов от поломки при правке раската линейками, ролики выполнены утапливаемыми в тело линейки и снабжены амортизаторами 4. После выхода раската из валков

оператор зажимает его между линейками манипулятора, при необходимости производя правку. Ролики задатчика включаются одновременно с рабочим рольгангом 1. Раскат разгоняется и с ускорением ударяется о вращающиеся прокатные валки. При этом в местах контакта раската с валками образуются площадки смятия, облегчающие захват раската валками [9].

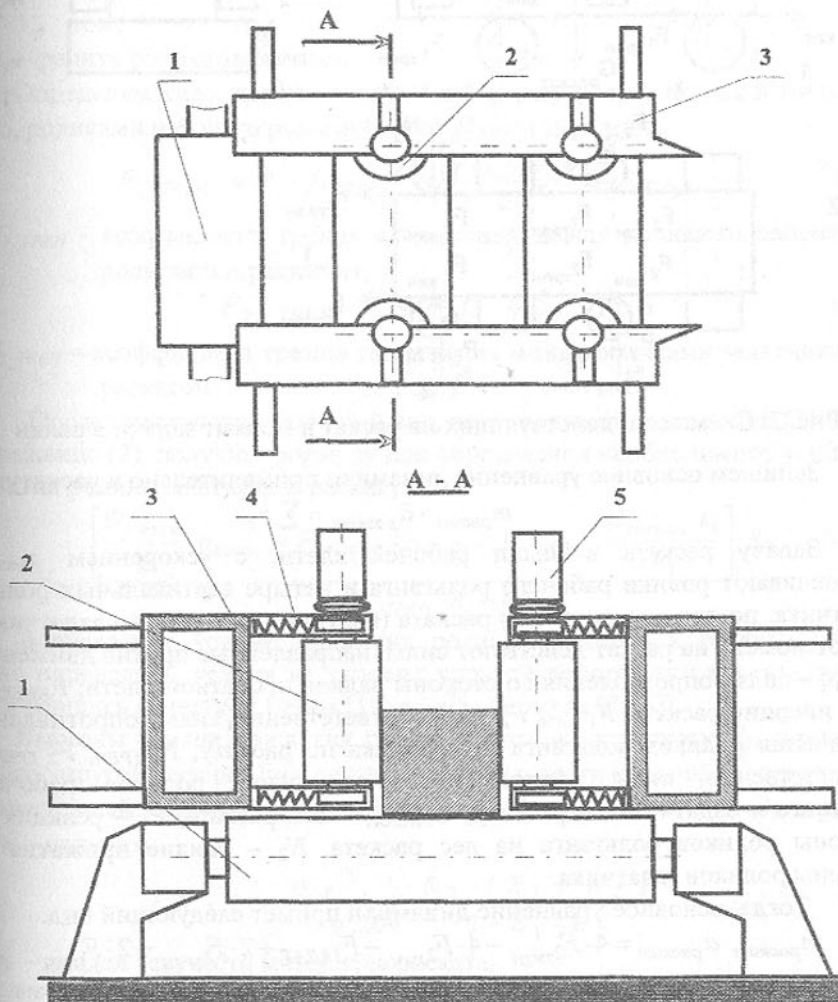


Рис. 1. Манипулятор с механизмом для задачи металла в валки

Рассмотрим раскат в момент заталкивания его в прокатные валки (Рис. 2), и определим усилие прижатия раската роликами задатчика.

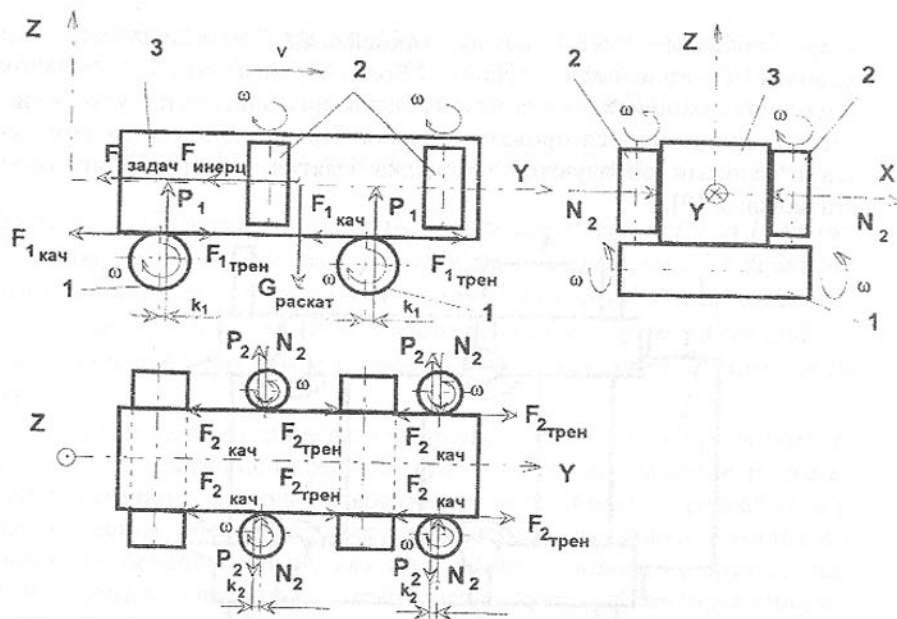


Рис. 2. Схема сил, действующих на раскат в момент задачи в валки

Запишем основное уравнение динамики применительно к раскату:

$$m_{\text{раскат}} \cdot \bar{a}_{\text{раскат}} = \sum \bar{F}_Y \quad (1)$$

Задачу раската в валки рабочей клетки, с ускорением $a_{\text{раскат}}$, обеспечивают ролики рабочего рольганга и четыре вертикальных ролика задатчика, по два с двух сторон раската (вертикальные ролики задатчика). В этот момент на раскат действуют силы, направленные против движения: $F_{\text{задач}}$ — сила сопротивления со стороны валков прокатной клетки; $F_{\text{инерц}}$ — сила инерции раската, $F_{1_кач}$, $F_{2_кач}$ — соответственно, силы сопротивления от качения роликов рольганга и задатчика по раскату; $F_{1_трен}$, $F_{2_трен}$ — соответственно, силы сопротивления от трения роликов рабочего рольганга и задатчика по раскату; $G_{\text{раскат}}$ — вес раската, P_1 — реакция со стороны роликов рольганга на вес раската, N_2 — усилие прижатия со стороны роликов задатчика.

Тогда, основное уравнение динамики примет следующий вид:

$$m_{\text{раскат}} \cdot a_{\text{раскат}} = 4 \cdot F_{2_трен} - 4 \cdot F_{2_кач} - F_{\text{задач}} + 2 \cdot F_{1_трен} - 2 \cdot F_{1_кач} \quad (2)$$

Определим силу сопротивления от качения раската по роликам рабочего рольганга и задатчика, соответственно:

$$F_{1_кач} = \frac{P_1 \cdot k_1}{R_1} = \frac{G_{\text{раскат}}}{2 \cdot R_1} \cdot k_1, \quad (3)$$

где k_1 — коэффициент трения качения между роликами рабочего рольганга и раскатом;

R_1 — радиус ролика рабочего рольганга;

$$F_{2_кач} = \frac{N_2 \cdot k_2}{R_2}, \quad (4)$$

где k_2 — коэффициент трения качения между роликами задатчика и раскатом;

R_2 — радиус ролика задатчика.

Определим силу трения скольжения между раскатом и, соответственно, роликами рабочего рольганга и роликами задатчика:

$$F_{1_трен} = P_1 \cdot f_{1_трен} = \frac{G_{\text{раскат}}}{2} \cdot f_{1_трен}, \quad (5)$$

где $f_{1_трен}$ — коэффициент трения скольжения между роликами рабочего рольганга и раскатом;

$$F_{2_трен} = N_2 \cdot f_{2_трен}, \quad (6)$$

где $f_{2_трен}$ — коэффициент трения скольжения между роликами задатчика и раскатом;

После подстановки значений сил, полученных из выражений (3)-(6), в выражение (2), получим формулу для определения необходимого усилия прижатия ролика задатчика к раскату:

$$N_2 = \frac{\left[\frac{G_{\text{раскат}}}{g} \cdot a_{\text{раскат}} + F_{\text{задач}} - G_{\text{раскат}} \cdot f_{1_трен} + \frac{G_{\text{раскат}} \cdot k_1}{R_1} \right] \cdot R_2}{4 \cdot f_{2_трен} \cdot R_2 - 4 \cdot k_2} \quad (7)$$

Допускаемое усилие прижатия ролика задатчика к раскату $[N_2]$, можно определить, исходя из условия упругой деформации раската, воспользовавшись формулой Герца [10, с. 395, формула (7.25)].

Выразим усилие прижатия ролика задатчика к раскату N_2 , подвергнутого упругой деформации, через предел текучести материала раската σ_T и приведенный модуль упругости материалов ролика задатчика E_1 , и раската E_2 , получим:

$$[N_2] = \frac{\sigma_T^2 \cdot l \cdot R_2 \cdot (E_1 + E_2)}{0,209^2 \cdot 2 \cdot E_1 \cdot E_2}, \quad (8)$$

где σ_T — предел текучести материала раската;

l — длина ролика задатчика;

E_1, E_2 — модули упругости, материалов ролика задатчика и раската.

Для определения коэффициента трения качения k_2 воспользуемся формулой для определения параметров зон контакта двух тел (цилиндра и

плоскости) [11]:

$$k_2 = 1,131 \cdot \sqrt{\frac{N_2 \cdot R_2}{l} \cdot \left(\frac{1 - \mu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \mu_2^2}{E_2} \right)}, \quad (9)$$

где μ_1, μ_2 – коэффициенты Пуассона материалов ролика задатчика и раската.

Подставляя выражение (8) в выражение (9), получим:

$$k_2 = \frac{2,7 \cdot R_2 \cdot [\sigma_K]}{E_1 \cdot E_2} \cdot \sqrt{\frac{(E_1 + E_2)}{2} \cdot [E_2 \cdot (1 - \mu_1)^2 + E_1 \cdot (1 - \mu_2)^2]}, \quad (10)$$

где $[\sigma_K]$ – допустимое контактное напряжение материала раската [4]:

$$[\sigma_K] = 2 \cdot \sigma_T. \quad (11)$$

Таким образом, получена зависимость для определения допустимого усилия прижатия ролика задатчика к раскату $[N_2]$ и коэффициент трения качения k_2 , между роликом задатчика и раскатом, с целью определения момента сопротивления и мощности двигателя для привода ролика задатчика.

Список литературы: 1. Скороходов А.Н., Полухин П.И., Илюкович Б.М и др. Оптимизация прокатного производства. – М.: «Металлургия», 1983. – 432 с. 2. Королев А.А. Конструкция и расчет машин и механизмов прокатных станов. – М.: «Металлургия», 1969. – 464 с. 3. Ф.К. Иванченко, П.И. Полухин, М.А. Тылкин, В.П. Полухин. «Динамика и прочность прокатного оборудования». – М.: «Металлургия», 1970, - 487 с. 4. А.с. СССР № 969347 «Устройство для задачи проката», 1982. 5. А.с. СССР № 820953 «Задающее устройство к прокатным станам», 1981. 6. А.с. СССР № 551069 «Устройство для обжатия концов заготовок перед прокаткой», 1977. 7. А.с. СССР № 519240 «Устройство для задачи заготовки в рабочую клетку прокатного стана», 1976. 8. А.с. СССР № 452382 «Манипулятор-кантователь обжимного стана», 1974. 9. Чекмарев А.П., Фирсов П.В. Принудительный захват металла валками при прокатке. Сб. стат. Обработка металлов давлением. Под ред. к.т.н. Громова Н.П., Вып. 4. – М.: «Металлургия», 1956. – 236 с. 10. Иванченко Ф.К., Гребеник В.М., Ширяев В.И. Розрахунок машин і механізмів прокатних цехів.: - К.: «Вища школа», 1995. – 455 с. 11. Писаренко Г.С., Яковлев А.П., Матвеев В.В. Справочник по сопротивлению материалов. – Киев.: «Наукова думка», 1988. – 736 с.

Статья поступила в редакцию 31.10.2002 г.

ДИАГНОСТИРОВАНИЕ МЕТАЛЛУРГИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ

Седуш В.Я., Сидоров В.А., Ошовская Е.В. (ДонНТУ, г. Донецк, Украина)

The sequence of diagnostic problems solution with provision of specifics of working a metallurgical equipment is considered in the article. The necessity of standard or manage document elaboration is determined. This documents must specify the realization of diagnostical works of equipment and set requirements which ensure the turning of metallurgical enterprises repair services on the repair strategy by technical state

Переход на проведение ремонтов по состоянию стал в настоящее время для металлургических предприятий актуальной задачей. Преимущество данной стратегии заключается в исключении внеплановых простоев и четком определении объемов и сроков проводимых ремонтов. В статье рассмотрены вопросы диагностирования и организации ремонтов по состоянию с учетом специфики работы металлургического оборудования.

Начальный этап решения задачи определения технического состояния оборудования предполагает изучение особенностей конструкции, эксплуатации машины и формирование диагностической модели. Обычно диагностическая модель представляется матрицей неисправностей, определяющей связь между выбранными диагностическими параметрами и техническими состояниями (диагнозами) исследуемой системы. Техническое диагностирование механического оборудования металлургических предприятий предполагает предпочтительный контроль вибрации и теорию распознавания образов, применительно к измеренным уровням параметров вибрации. Современные средства и методы диагностирования, например, спектральный анализ вибрации, позволяют определить до 12 видов повреждений подшипников. Практически необходимым является ограничение числа диагнозов до 3...4, предполагая соответствующее ремонтное воздействие каждому из поставленных диагнозов. Число возможных ремонтных воздействий в условиях промышленного цеха ограничено и включает: регулировку и наладку, изменение режима смазывания, затяжку резьбовых соединений, замену быстроизнашивающихся деталей, восстановление базовых поверхностей деталей. Правильный выбор вида ремонтного воздействия и своевременность его проведения обеспечивают не только безотказность оборудования, но и влияют на экономические показатели работы ремонтной службы и предприятия в целом.

Формирование технического состояния металлургических машин имеет ряд специфических особенностей и определяется: конструктивностью совершенством механизма, качеством изготовления и технического обслуживания, качеством смазывания и работой систем обеспечения работоспособности, технологическими нагрузками и производственной программой. Выбранные диагностические параметры должны охватывать контроль указанных факторов и выявлять причины возникновения повреждений.

Особенности металлургического оборудования заключаются не только в конструкциях, массе, габаритных размерах, тяжелых условиях эксплуатации, но и в разнообразном характере воздействия динамических нагрузок. Принимая указанный фактор за основу классификации имеем следующие группы механизмов: механизмы, испытывающие динамические нагрузки при запуске и торможении и работающие в длительном режиме (конвейеры, насосы, вентиляторы и другие); машины, работающие в повторно-кратковременном режиме и постоянно испытывающие динамические нагрузки (скиповые лебедки, механизмы мостовых кранов, завалочные машины, прокатные клетки, ножницы горячей резки, пилы, рольганги).

Механизмы, работающие в длительном режиме, наиболее удобны для диагностирования. Оценка их технического состояния не вызывает затруднений и обычно включает: контроль общего уровня вибрации; контроль параметров вибрации, отражающих состояние элементов механизма. Уточнение вида повреждения возможно при использовании аппарата спектрального анализа. Машины повторно-кратковременного режима работают под нагрузкой и на холостом ходу. Повреждения, возникающие в механической части, проявляются на холостом ходу и увеличивают вибрацию механизма под нагрузкой. При работе под нагрузкой могут проявляться дополнительные отклонения технологического процесса. Отсюда вытекает необходимость измерения параметров вибрации как на холостом ходу, так и под нагрузкой, и учета их соотношения при анализе результатов. Быстропротекающие процессы с переменными ускорениями трудно диагностировать, так как процесс измерения требует определенного промежутка времени, в течение которого измеряемый параметр остается постоянным. В этом случае целесообразно проводить регистрацию не средних, а мгновенных значений вибрации и исследовать временную реализацию сигнала. Известно, что переходные процессы несут большую информацию о состоянии оборудования по сравнению со стационарными. Это должно стать основным направлением исследований при диагностировании механизмов

мостовых кранов, шестеренных клетей или подобных механизмов. Трудность заключается в приборной регистрации быстропротекающих вибрационных процессов.

Основой для принятия любого диагноза служит решающее правило – значение диагностического параметра, определяющее границы различения технических состояний. Известные методы позволяют оценить техническое состояние путем взаимного, относительного и абсолютного сравнения диагностических параметров. Взаимная оценка проводится в случае наличия нескольких машин одного вида, что не всегда реализуемо из-за индивидуальности металлургического оборудования. При относительной оценке измеряется вибрация одного механизма и проводится временное сравнение полученных значений, что не всегда приемлемо, учитывая длительный срок службы металлургических машин. Абсолютная оценка предполагает сравнение измеренных значений с рекомендациями стандарта и является наиболее удобным и оперативным методом.

Изучение регламентирующих вибрацию стандартов, ИСО 2372, VDI 2056, DIN 45655, ИСО 10816-1-97 показывает, что они базируются на постоянном отношении мощности допустимой вибрации к номинальной мощности двигателя и вполне могут использоваться для машин работающих в длительном режиме. В таблице приведены результаты расчетов на примере трехфазных короткозамкнутых двигателей серии 4А мощностью до 150 кВт. Полученные данные показывают, что стандартом фиксируется значение 0,05% от номинальной мощности как допустимый уровень возникающих вибраций. Для машин длительного режима работы (насосы, компрессоры, вентиляторы, дымососы) масса исполнительного механизма в 2...3 раза превышает массу двигателя.

Отличительной особенностью металлургических машин является более высокое отношение массы механизма к массе двигателя. Например, масса 5-ти роликовой секции рольганга обжимного цеха составляет 28506 кг при массе двигателя 900 кг; масса скиповой лебедки (без учета присоединенных масс канатов и скипов) - 72380...125450 кг при массе двигателей 2400...48000 кг; прокатная клеть с приводом имеет массу 120000 кг, а массу двигателя – 7800 кг. Соответственно, для того, чтобы такие машины достигли вибрации по нормам стандартов, необходима на порядок большая мощность, вызывающая вибрацию механизма. Нормирование вибрации металлургических машин должно иметь индивидуальный подход, учитывая единичность изготовления и носить обоснованный характер.

Таблица – Результаты расчетов к исследованию регламентирующих вибрацию стандартов

| Класс механизмов | Допустимая вибрация $V_{доп}$, мм/с | Тип двигателя | Мощность N_0 , кВт | Масса двигателя M_0 , кг | Мощность допускаемой вибрации $N_B = M_0 \cdot g \cdot V_{доп} \cdot 10^{-5}$, кВт | Отношение, $\left(\frac{N_B}{N_0}\right) 10^{-5}$ | Среднее отношение $\left(\frac{N_B}{N_0}\right) 10^{-5}$ |
|----------------------------------|--------------------------------------|---------------|----------------------|----------------------------|---|---|--|
| | | | | | | | |
| Двигатели мощностью до 15 кВт | 4,5 | 4A80L4Y3 | 1,1 | 18,3 | 82,35 | 74,8 | 45,6 |
| | | 4A90L4Y3 | 2,2 | 30,0 | 135,0 | 61,4 | |
| | | 4A100L4Y3 | 4,0 | 42,8 | 192,6 | 48,2 | |
| | | 4A132S4Y3 | 7,5 | 82,0 | 369,0 | 49,2 | |
| | | 4A132M4Y3 | 11,0 | 97,0 | 436,5 | 39,7 | |
| | | 4A160S4Y3 | 15,0 | 135,0 | 607,5 | 40,5 | |
| Двигатели мощностью 15...150 кВт | 7,1 | 4A160M4Y3 | 18,5 | 160,0 | 1136,0 | 61,4 | 50,2 |
| | | 4A180M4Y3 | 30,0 | 200,0 | 1420,0 | 47,3 | |
| | | 4A200L4Y3 | 45,0 | 315,0 | 2236,5 | 49,7 | |
| | | 4A250S4Y3 | 75,0 | 505,0 | 3585,5 | 47,8 | |
| | | 4A280S4Y3 | 110,0 | 780,0 | 5538,0 | 50,3 | |
| | | 4A280M4Y3 | 132,0 | 830,0 | 5893,0 | 44,6 | |

Определить значение диагностического параметра, соответствующее предельному состоянию, возможно лишь путем математического моделирования. При этом основным критерием моделирования могут выступать это нарушение параметров работоспособности (разрыв масляной пленки в подшипнике, превышение допустимых значений контактных напряжений) или параметров функционирования (проворачивание колец подшипников, приводящее к износу базовых поверхностей). Этот путь является единственно возможным, проведение экспериментов на работающем металлургическом оборудовании по установлению предельного состояния практически не реализуемо.

Принятию окончательного решения о ремонте машин должен обязательно предшествовать визуальный осмотр оборудования. Эту возможность необходимо предусмотреть еще на этапе проектирования.

Контроль за изменением состояния оборудования позволяет прогнозировать срок его службы. Долгосрочный прогноз возможен на основании изучения тенденций диагностических параметров, анализа законов развития повреждений в механизме и учета отклонений факторов, обеспечивающих работоспособное состояние механизма. При построении математических прогнозных моделей следует учитывать высокий уровень взаимного влияния узлов металлургических машин и качества технического обслуживания. Знание производственной программы обеспечивает плани-

рование возможности выполнения заказов и переход на стратегию оправданного риска.

Использование средств технической диагностики существенно меняет стратегию ремонтных служб, ориентируя ее не только на своевременную замену, а на преобладание качественного технического обслуживания. Это позволяет сформулировать целевую функцию деятельности ремонтной службы как стабилизацию технического состояния оборудования.

Примером может служить статистика замен подшипников роллангов головной части обжимного цеха после перехода на ремонты по состоянию (см. рис). Наибольшее число замен – 11 – среди 150 однотипных подшипников роликов роллангов в 1997 г. потребовало получения постоянной информации о состоянии подшипников. Использование диагностических данных при проведении ремонтных работ позволило резко сократить количество отказов подшипников, что оставалось характерным и для последующих этапов. В тоже время число замен в 1999-2001 гг. несколько выросло и стабилизировалось на отметке 2-3 замены в год, что является следствием естественного износа. Эффективность в данном случае определялась исключением внеплановых простоев благодаря своевременному проведению упреждающего технического обслуживания.

На основании информации о техническом состоянии решаются задачи: определение рациональных сроков и объемов ремонта; выявление механизма с наихудшими параметрами, требующего немедленной замены; оценка качества проведенного ремонта; оценка состояния и качества монтажа нового оборудования. Доказательством эффективности использования результатов технического диагностирования могут служить работы по

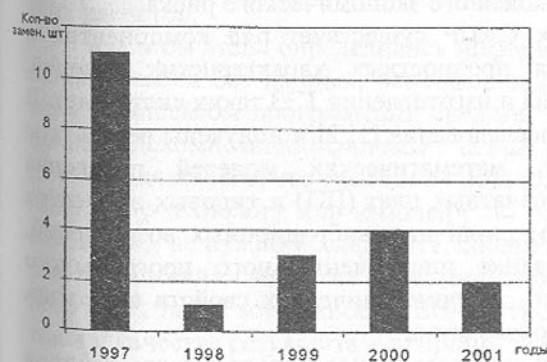


Рис. Гистограмма замен подшипников роликов роллангов

оптимизации объемов ремонтов оборудования металлургических заводов Донбасса, проводимые сотрудниками кафедры "Механическое оборудование заводов черной металлургии". Полученный опыт позволяет утверждать о необходимости разработки стандарта либо руководящего документа, регламентирующего работы по диагностированию оборудования и определяющего требования, обеспеч-

печивающие переход ремонтных служб металлургических предприятий на стратегию ремонтов по состоянию.

Статья поступила в редакцию 28.10.2002 г.

ПРОГРАММНОЕ ОБЕСПЕЧЕНИЕ ДЛЯ МОДЕЛИРОВАНИЯ ВИБРОМЕХАНИЧЕСКИХ СВОЙСТВ ТИПОВЫХ ЭЛЕМЕНТОВ ЗАМЕНЫ

Смолий В.В., Смолий В.Н. (СТИ ВНУ, г. Северодонецк, Украина)

The problems of software structure and interface organization for vibration processes simulation in standard units of replacement are described.

Производство печатных плат представляет собой сравнительно длительный итерационный процесс, целью которого является получение изделия, отвечающего определенным пользовательским параметрам. При этом, некоторые из них не могут быть в явном виде учтены на стадии подготовки макета или опытного образца. Одним из таких параметров является обеспечение заданных вибромеханических свойств типового элемента замены (ТЭЗ). Как правило, вибромеханические свойства изделия могут быть исследованы только после изготовления макета на специальном оборудовании и, если, они окажутся неудовлетворительными, то требуется выполнение новой итерации конструкторских и технологических работ, результат которых заранее не известен, поскольку он в большей степени зависит от интуиции проектировщика. В условиях ограниченного времени, отводимого на подготовку коммерческих разработок, такая ситуация становится одним из факторов повышенного экономического риска.

Для машиностроительных САПР существует ряд компонентов и подсистем для моделирования прочностных характеристик изделий, однако в области проектирования и изготовления ТЭЗ таких систем нет. В связи с этим, были проведены исследования [1, 2] и получены результаты по созданию и построению математических моделей поведения электрорадиоэлементов (ЭРЭ), печатных плат (ПП) и типовых элементов замены (ТЭЗ) под воздействием различных вибрационных возмущений, целью которых является создание инструментального программного обеспечения для определения их вибромеханических свойств на стадии технологической подготовки производства.

В соответствии с этапами проведения исследовательских работ, в эволюции используемого программного обеспечения можно выделить несколько этапов – формирование базы данных по ЭРЭ, вариантам их формовки и установки на ПП, базы данных по ПП и вариантам их крепления в

ТЭЗ и базы данных условий эксплуатации; сбор и статистическая обработка экспериментальных данных; реализация и проверка математической модели.

Поскольку, первоначальные задачи состояли в разработке и проверке математического аппарата, то в качестве инструментария использовался пакет MathCad, электронные таблицы Access и среда визуального программирования Delphi. В дальнейшем, появилась необходимость в разработке собственного специализированного обеспечения.

В первую очередь это обуславливалось необходимостью описания большого количества вариантов исходных данных – типоразмеры ЭРЭ и ПП, варианты их закрепления в устройствах и множество вариантов их компоновки, что привело к потребности реализации специализированного графического редактора, выполняющего задачу автоматизированной компоновки ТЭЗ и формирования его исходного математического описания для построения модели (рис. 1).

Основной вычислительный модуль производил расчет модели с целью получения амплитудно-частотных характеристик, форм колебаний и других вибромеханических характеристик и их отображения в наглядной графической форме (рис. 2). Это позволило сравнивать полученные расчетные данные с установленными стандартами или предельно-допустимыми значениями на изделия и делать выводы о соответствии разработки исходным требованиям по вибромеханическим свойствам без подготовки и изготовления физического макета изделия.

Кроме этого, данное программное обеспечение содержало и вспомогательные средства для формирования базы данных характеристик электрорадиоэлементов (БД ЭРЭ), необходимых при проведении моделирующих расчетов.

На этом этапе определились информационная структура и структура используемых баз данных, основные задачи, которые должны решаться всем комплексом программных средств. При этом стало возможным выполнить декомпозицию системы с целью разделения пользовательских задач, исходя из того, что конечному пользователю - инженеру-конструктору (инженеру-технологу или инженеру по технологической подготовке производства), не нужно исследовать, собирать и обрабатывать данные о вибромеханических свойствах отдельных компонентов схемы. Чаще всего, у него и нет такой возможности. Его интересует только компоновка элементов и в качестве результата – вибромеханические параметры для этой компоновки.

Так как первый вариант был ориентирован в первую очередь на проведение исследовательских работ, то организация его интерфейса далека от совершенства и требует значительного усовершенствования и перера-

ботки с ориентацией на потребности и особенности работы конечного пользователя. Например, одним из наиболее важных направлений работы является реализация возможности импорта для описания топологии ТЭЗ стандартных файлов систем проектирования (например, формат *.pcb PCAD).

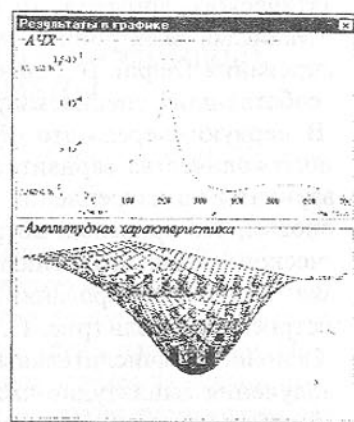
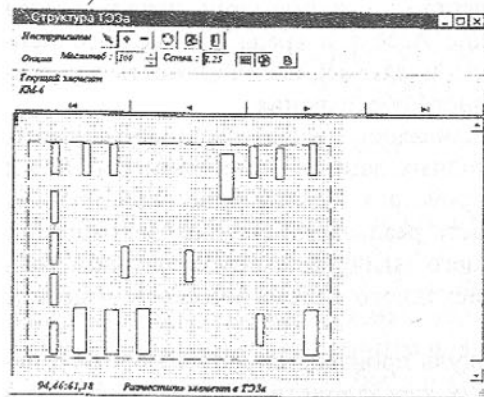


Рис. 2. Графическое представление результатов

Рис. 1. Редактор компоновки ТЭЗ

Таким образом, из общего числа реализуемых задач можно выделить основные (решаемые потребителем) и вспомогательные, определяющие функции сопровождения. Основная потребительская задача, как отмечалось ранее, - это выполнение компоновки ТЭЗ в соответствии с регламентированными требованиями. Вспомогательные - формирование базы данных элементов и информационное обеспечение пользователя.

Спецификой решения данной задачи является, в частности, тот факт, что с одной стороны номенклатура изделий и материалов, вносимых в базу данных, должна наращиваться, обеспечивая потребности большого количества пользователей, а с другой стороны, конкретный пользователь чаще всего использует ограниченную номенклатуру ЭРЭ, ПП и унифицированные варианты их соединения. Данный фактор определяет следующие возможные пути решения задачи информационного обеспечения конечного пользователя:

- поставка «заказного» комплекта БД ЭРЭ, покрывающей его потребности, что в общем случае может замедлить процесс разработки ТЭЗ в случае перехода потребителей на новую элементную базу на время формирования и передачи ему нового пакета БД ЭРЭ;
- поставка полного пакета БД ЭРЭ в общем случае обладает большой информационной избыточностью и необходимостью постоянного обновления информации в БД для ее пополнения новыми элементами;

- организация удаленного доступа к БД ЭРЭ;
- организация пакетного клиент-серверного режима обработки пользовательской информации.

Последний вариант является наиболее привлекательным как для пользователя так и для разработчиков данного сервисного ПО. При таком варианте реализации клиентская часть осуществляет только функции общей компоновки ТЭЗ, формирования его описания в некотором формате (перечень ЭРЭ, вариантов формовки их выводов и установки на ПП, материалов и геометрии ПП, условий эксплуатации ТЭЗ плюс некоторая вспомогательная информация, в том числе по выбору модели для проведения расчетов) и передачи описания на сервер для обработки (рис. 3). Серверная часть решает такие задачи, как прием описания модели ТЭЗ, формирование математической модели ТЭЗ на основе описания и БД ЭРЭ и ПП, расчет полученной модели, формирование результирующих характеристик в графической форме и передача их клиенту.

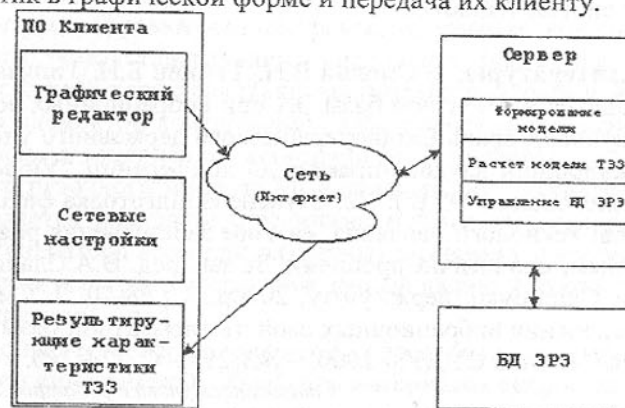


Рис. 3. Обобщенная структура ПО

Несомненными достоинствами такой структуры ПО являются следующие факторы:

- минимальные требования к аппаратному и программному обеспечению клиента;
- минимальный объем информации, передаваемый по каналам связи;
- возможность динамического централизованного управления БД ЭРЭ на стороне сервера;
- возможность использования стандартных сервисов Интернета;
- отсутствие необходимости обеспечения специальных мер по защите авторских прав разработчиков, поскольку неавторизованные пользователи не смогут воспользоваться данным сервисом.

Состояние разработки и перспективы. На сегодня в реализации

данного направления выделяются и решаются следующие задачи – разрабатываются структуры данных для файла описания конфигурации ТЭЗ; решаются вопросы проектирования протокола обмена данными между клиентской и серверной частями ПО, вопросы проектирования специализированного сервера для решения поставленной общей задачи; производится оценка различных инструментальных средств для реализации данного этапа проекта, в частности, производится выбор средств управления БД ЭРЭ и языков программирования, определяется структура пользовательского интерфейса.

Наиболее перспективным, в данном плане, является язык Java. Это обуславливается как полной поддержкой перечисленных выше возможностей и особенностей разрабатываемого ПО так и свободной переносимостью готового продукта с одной платформы на другую или встраивание кода в Интернет-браузеры в виде апплетов. В настоящее время, рассматриваемое ПО ориентировано только на использование под семейством операционных систем Windows.

Список литературы: 1. Смолий В.Н., Генкин Б.И. Типизация математических моделей элементной базы ЭА при вибрационных воздействиях// Збірник наукових праць Східноукраїнського державного університету (матеріали міжнародної науково-практичної конференції “Університет та регіон” 29-30 листопада 1999 р.): У2. Ступенева підготовка фахівців в університеті та нові технології навчання, наукове забезпечення рішення регіональних проблем, економічні проблеми. За заг. ред. В.А.Слацова. – Луганськ: Вид-во Східноукр. держ. ун-ту, 2000р., С. 68-70. 2. Смолий В.Н. Методика определения вибрационных свойств элементной базы электронной аппаратуры// Вісник СУДУ. - 2000. - №3(25). - С. 236-240.

Статья поступила в редакцию 28.10.2002 г.

ИССЛЕДОВАНИЕ СИЛОВЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ДЕФОРМИРОВАННОГО ЗУБЧАТОГО ЗАЦЕПЛЕНИЯ ВОЛНОВОЙ ПЕРЕДАЧИ

Стрельников В.Н. (АО «НКМЗ», г. Краматорск, Украина)

The study of power performances of a deformed toothing of undular transmission is made experimentally, method of strain-gaging. Is established, that the part teeth, approached to a back, up to 40 % of their length, is least weighted and can be deleted. It will lower a distortion teeth of a flexible sprocket lengthwise, will diminish a level of an interference teeth, irregularity of a weight dis-

tribution lengthwise teeth, minimizes energy losses in a toothing of undular transmission.

При исследовании взаимодействия зубьев в зацеплении волновой передачи используется принцип суперпозиции сил, позволяющий моделировать сопряжение локализованных частей зуба жесткого колеса (рис. 1) с сопряженным зубом гибкого колеса. Инструментарием исследования деформации зубьев служит тензометрия, обладающая высокой достоверностью результатов за счёт оперативного визуального и численного контроля в процессе измерения (тарировка и дублирование измерений) и обработки результатов измерений. На жестком колесе выделяется контрольный зуб (рис. 2) 6 продольными пазами 7, глубина которых обусловлена размерами тензорезисторов 1, 2, 3, 4, 5 (рис. 3). Контрольный зуб по длине разделён на пять частей радиальными пазами 8. Тензорезисторы наклеены на контрольный зуб с двух сторон, с одной стороны рабочие, а с другой компенсационные [1].

После расшивки осциллограмм деформации модельных образцов контрольного зуба, устанавливается число пар зубьев в зацеплении и определяются силовые характеристики взаимодействия зубьев. Из анализа перемещений элементов контрольного зуба определяется зависимость нормальной силы в зацеплении, действующей в пределах выделенного элемента, от нагрузочного момента M_2 и фазы вращения генератора волн. Далее определяется зависимость величины нормальных сил на зуб от фазы вращения генератора волн при различных значениях нагрузочного момента M_2 . Участок осциллограммы, приведенный на рис. 4, соответствует одному обороту генератора волн.

Число пар зубьев в зацеплении Z_Σ определялось тензометрированием и скоростной киносъемкой. Обработка материалов скоростной киносъемки (рис. 5 – 7) позволила установить зависимость числа пар зубьев в зацеплении от нагрузочного момента M_2 (рис. 8).

Число пар зубьев в зацеплении определяется продолжительностью зацепления контрольного зуба в течение полного оборота генератора волн

$$Z_\Sigma = \frac{\alpha' + \alpha''}{2\pi} Z_B \cdot 100\%,$$

где $\alpha' + \alpha''$ — продолжительность зацепления контрольного зуба в течение полного оборота генератора волн, выраженная в радианах.

Число одновременно зацепляющихся пар зубьев и характер распределения нагрузки по длине зубьев являются некоторыми функциями на-

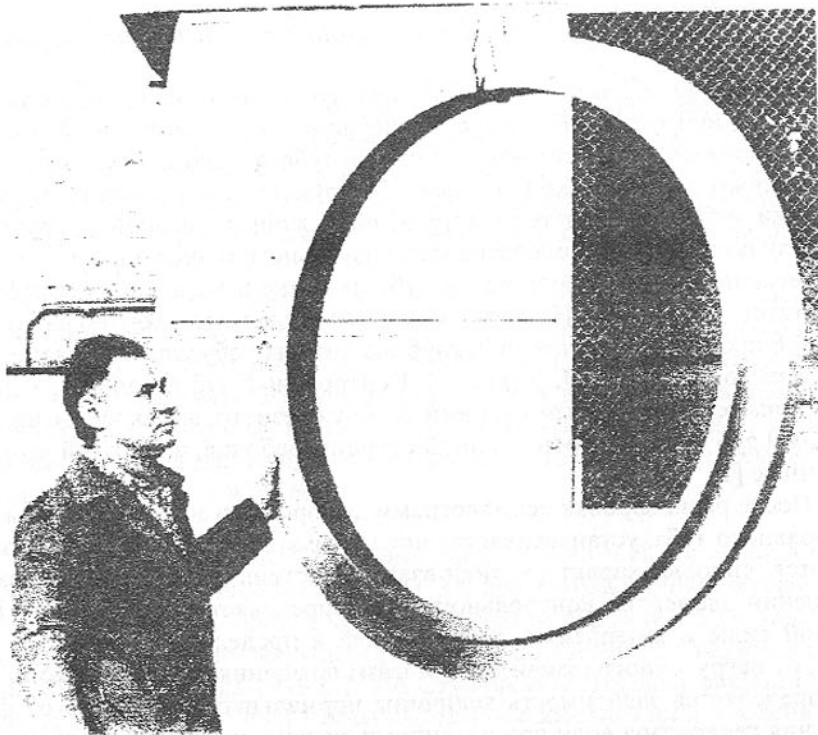


Рис. 1. Жёсткое колесо волновой зубчатой передачи редуктора привода наклона миксера МП-600АС

грузочного момента. Для объективной оценки функциональных зависимостей деформации локализованных элементов контрольного зуба от угла поворота входного вала, осциллограммы показаний тензорезисторов снимались для двенадцати оборотов генератора волн при заданных нагрузочных моментах: $M_2 = (0,5; 1,0; 2,0; 3,0; 4,0; 5,0) \cdot 10^5$ Нм. Число пар зубьев в зацеплении для заданных нагрузочных моментов M_2 , определяется после расшифровки осциллограмм и математической обработки данных эксперимента.

Рост числа зубьев в зацеплении до момента $M_2 = 0,5 \cdot 10^5$ Нм происходит за счет выборки зазоров и упругой деформации гибкого колеса. В дальнейшем интенсивность роста числа зубьев в зацеплении снижается, а при $M_2 = 3 \cdot 10^5$ Нм стабилизируется (рис. 8). Гибкое колесо приняло перманентно устойчивую форму и при увеличении нагрузочного момента изменяется незначительно.

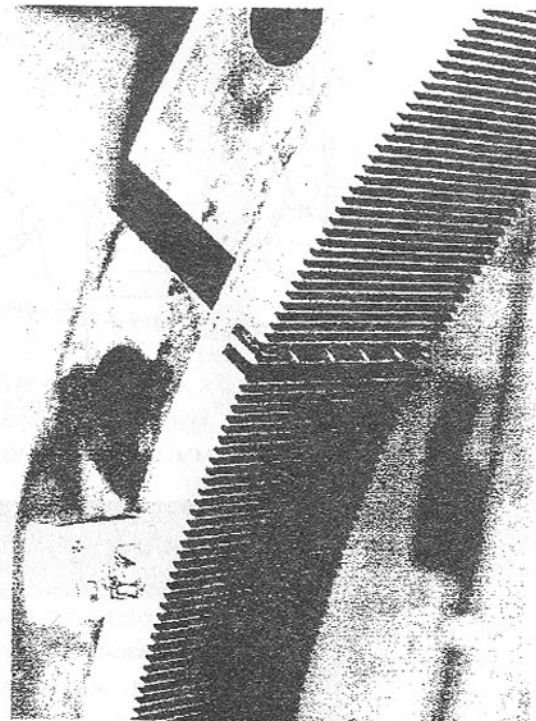


Рис. 2. Локализация элементов контрольного зуба на жёстком колесе редуктора привода наклона миксера МП – 600АС

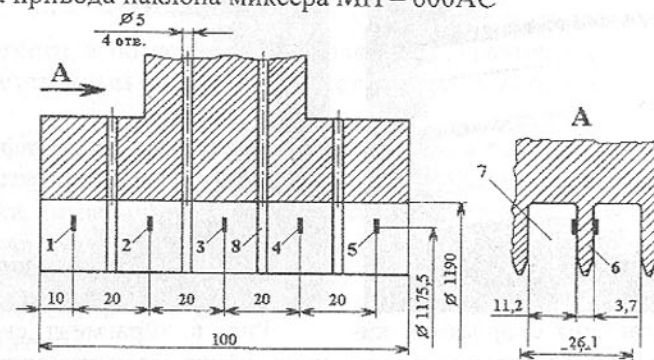


Рис. 3. Схема расположения тензорезисторов на жестком колесе: 1, 2, 3, 4, 5 — тензорезисторы; 6 — контрольный зуб; 7 — сквозной продольный паз; 8 — радиальный разделительный паз

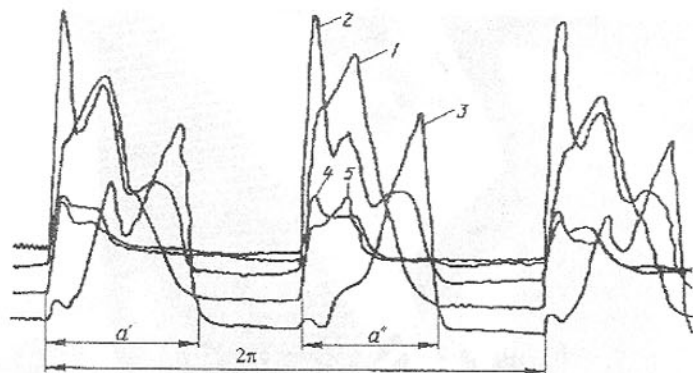


Рис. 4. Осциллограмма деформации контрольного зуба жесткого колеса при нагрузочном моменте $M_2 = 3 \cdot 10^5$ Нм и частоте вращения входного вала $\omega_1 = 1,667 \text{ с}^{-1}$; 1, 2, 3, 4, 5 — осциллограммы деформации локализованных элементов контрольного зуба.

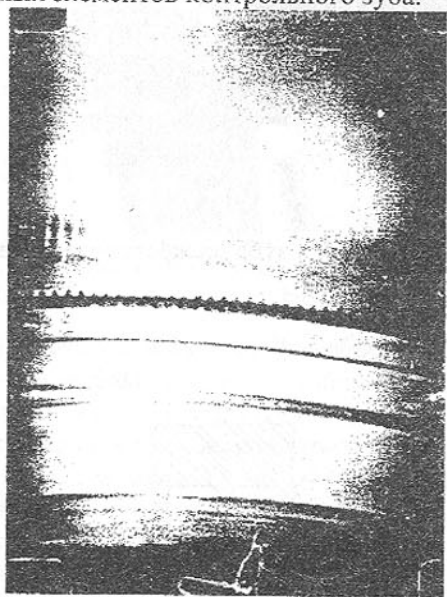


Рис. 5. Фрагмент скоростной киносъемки момента сближения и входа зубьев в зацепление редуктора привода наклона миксера МП-600

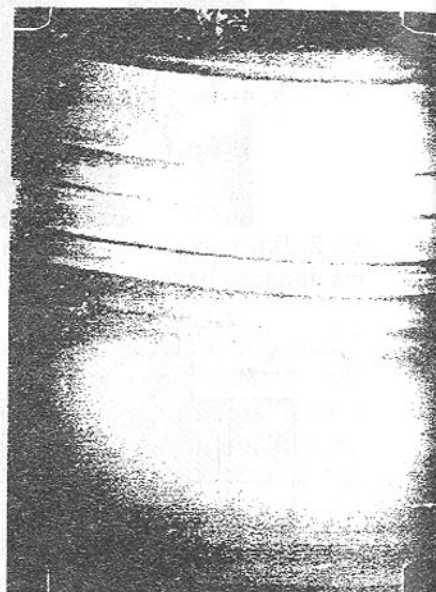


Рис. 6. Фрагмент скоростной киносъемки момента полного входа зубьев в зацепление редуктора привода наклона миксера МП-600

При отсутствии нагрузки ($M_2 = 0$), по результатам скоростной киносъемки в зацеплении находится до 30% пар зубьев, а по данным тензометрии силовое взаимодействие зубьев не регистрируется. В ненагруженном

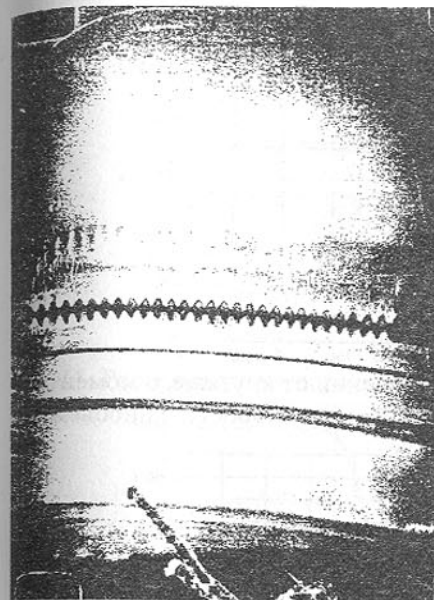


Рис. 7. Фрагмент скоростной киносъемки момента полного выхода зубьев из зацепления редуктора привода наклона миксера МП-600 АС

является достаточным условием существования подобия исследуемых явлений [2].

Графические зависимости распределения нормальных сил по длине зуба, действующих на его локализованных участках в деформированном зацеплении, от величины нагрузочного момента M_2 и угла поворота генератора волн α редуктора привода наклона передвижного миксера МП-600АС, приведены на (рис. 9 — 14), где 1, 2, 3, 4, 5 — номера локализованных элементов зуба жесткого колеса относительно переднего торца зубчатого венца.

После расшифровки осциллограмм и определения нормальных усилий на отдельных участках контрольного зуба жесткого колеса в волновом зацеплении, устанавливается зависимость величины нормальной силы N_k действующей на зуб, от фазы зацепления. Полная нормальная нагрузка на зуб волновой передачи, в зависимости от угла поворота генератора волн α для различных нагрузочных моментов M_2 , определяется путем суммирова-

состоянии волновой передачи усилия на зубья незначительны, что не позволяет получить устойчивую количественную характеристику их взаимодействия. Однако с

приложением хотя бы небольшого нагрузочного момента ($M_2 \geq 0,5 \cdot 10^5$ Нм), результаты тензометрии и скоростной киносъемки мало отличаются друг от друга. В зависимости от величины нагрузочного момента M_2 , в зацеплении находится 40% ÷ 55% зубьев. Расхождение результатов скоростной киносъемки и тензометрии не превышает 10%. При помощи пяти выделенных элементов контрольного зуба, моделировалось распределение нагрузки в окружном и осевом направлениях волнового зубчатого зацепления.

При определении нагрузки на зуб принято геометрическое подобие моделей контрольного зуба, для которых выполняется тождественность уравнений статической задачи теории упругости, а также подобие начальных и граничных условий. Это является достаточным условием существования подобия исследуемых явлений [2].

Графические зависимости распределения нормальных сил по длине зуба, действующих на его локализованных участках в деформированном зацеплении, от величины нагрузочного момента M_2 и угла поворота генератора волн α редуктора привода наклона передвижного миксера МП-600АС, приведены на (рис. 9 — 14), где 1, 2, 3, 4, 5 — номера локализованных элементов зуба жесткого колеса относительно переднего торца зубчатого венца.

После расшифровки осциллограмм и определения нормальных усилий на отдельных участках контрольного зуба жесткого колеса в волновом зацеплении, устанавливается зависимость величины нормальной силы N_k действующей на зуб, от фазы зацепления. Полная нормальная нагрузка на зуб волновой передачи, в зависимости от угла поворота генератора волн α для различных нагрузочных моментов M_2 , определяется путем суммирова-

ния ординат кривых 1 - 5 при одинаковых углах поворота генератора волн α на графиках (рис. 9 — 14)

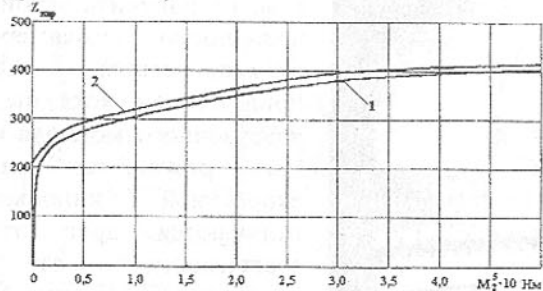


Рис. 8. Зависимость числа пар зубьев в зацеплении от крутящего момента: 1 - результаты осциллографирования; 2 - результаты скорости. киносъемки

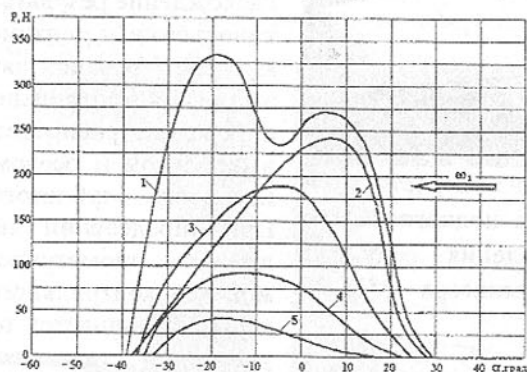


Рис. 9. Распределения нормальных сил по длине зуба, при $M_2 = 0,5 \cdot 10^5$ Нм

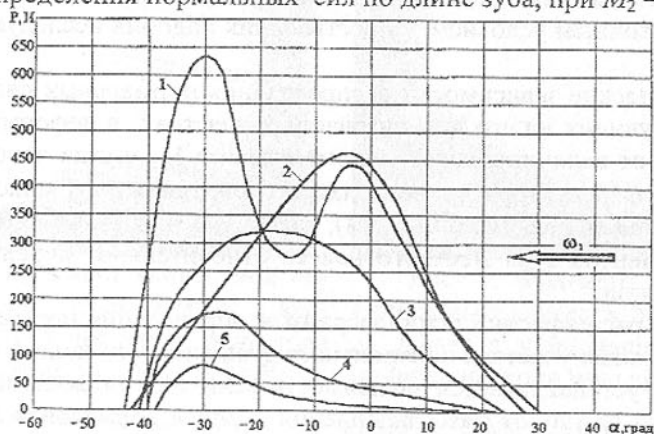


Рис. 10. Распределения нормальных сил по длине зуба, при $M_2 = 1,0 \cdot 10^5$ Нм

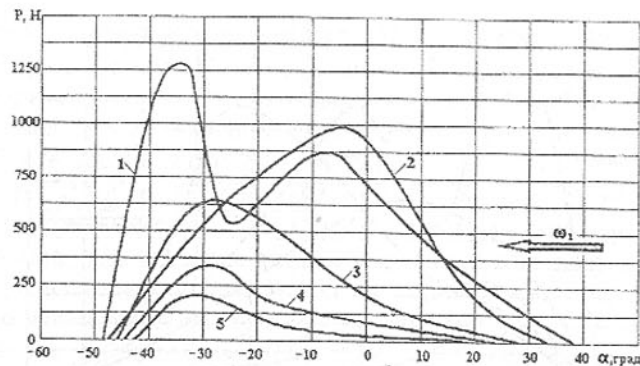


Рис. 11. Распределения нормальных сил по длине зуба, при $M_2 = 2,0 \cdot 10^5$ Нм

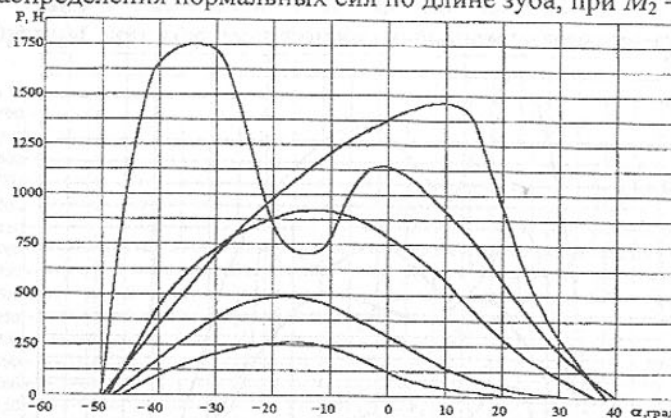


Рис. 12. Распределения нормальных сил по длине зуба, при $M_2 = 3,0 \cdot 10^5$ Нм

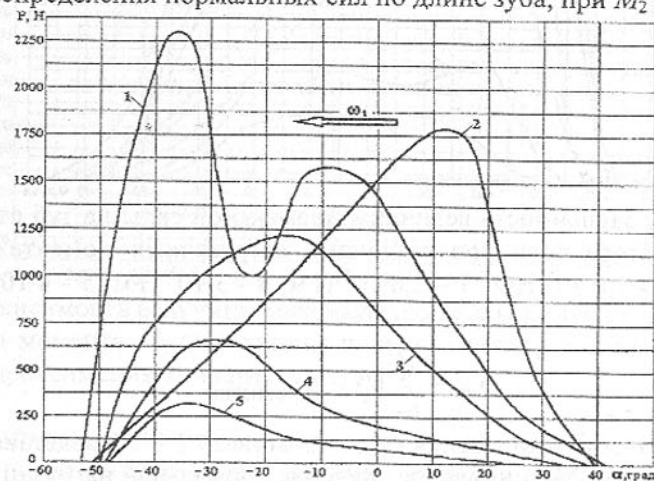


Рис. 13. Распределения нормальных сил по длине зуба, при $M_2 = 4,0 \cdot 10^5$ Нм

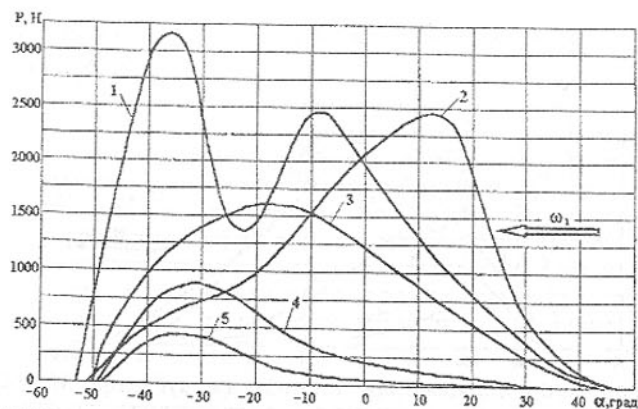


Рис. 14. Распределения нормальных сил по длине зуба, при $M_2 = 5,0 \cdot 10^5$ Н·м

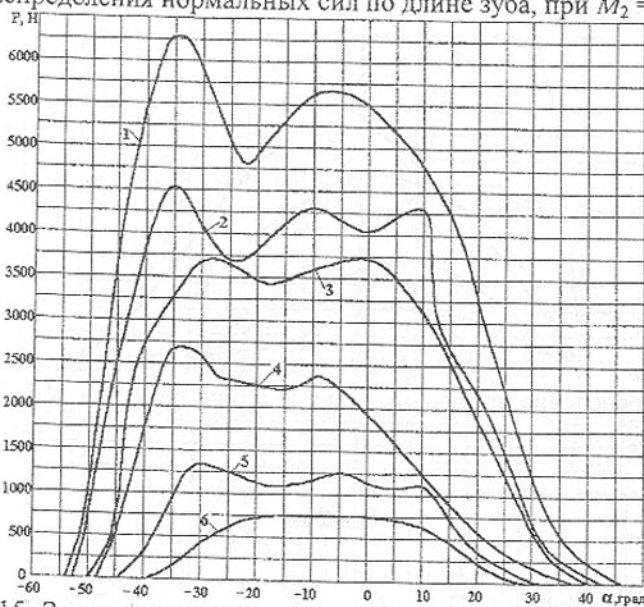


Рис. 15. Зависимость величины нормальной силы на зуб от угла поворота генератора волн при различных нагрузочных моментах M_2 : 1 - $0,5 \cdot 10^5$ Н·м; 2 - $1,0 \cdot 10^5$ Н·м; 3 - $2,0 \cdot 10^5$ Н·м; 4 - $3 \cdot 10^5$ Н·м; 5 - $4 \cdot 10^5$ Н·м; 6 - $5 \cdot 10^5$ Н·м

$$N_k = \sum_{k=1}^5 [N_{ki}]_{\alpha=\text{constant}}$$

Результаты суммирования ординат кривых 1 - 5 представлены графически (рис. 15). Максимальное значение нормальной нагрузки на зуб от величины крутящего момента на выходном валу волнового редуктора при-

вода поворота передвижного миксера МП 600АС получено экспериментально (рис. 16). При нагрузочном моменте $M_2 = 5 \cdot 10^5$ Н·м, максимальное значение нормальной силы на зуб составляет 6500Н. Данные эксперимента, определяющие максимальные значения нормальной силы, действующей на зубья в зависимости от величины нагрузочного момента, можно аппроксимировать прямой пропорциональной зависимостью. Расхождения результатов эксперимента с линейной характеристикой не превышают 10%. Они вызваны различным числом пар зубьев в одновременном зацеплении, при разных нагрузочных моментах, деформацией гибкого элемента, переменным характером распределения нагрузки между зубьями. С приближением нагрузочного момента M_2 к максимальному значению $M_2 > 4,5 \cdot 10^5$ Н·м, наблюдается заметный рост максимальной нагрузки на зубья. Это связано с ростом интерференции зубьев при повышенных нагрузках.

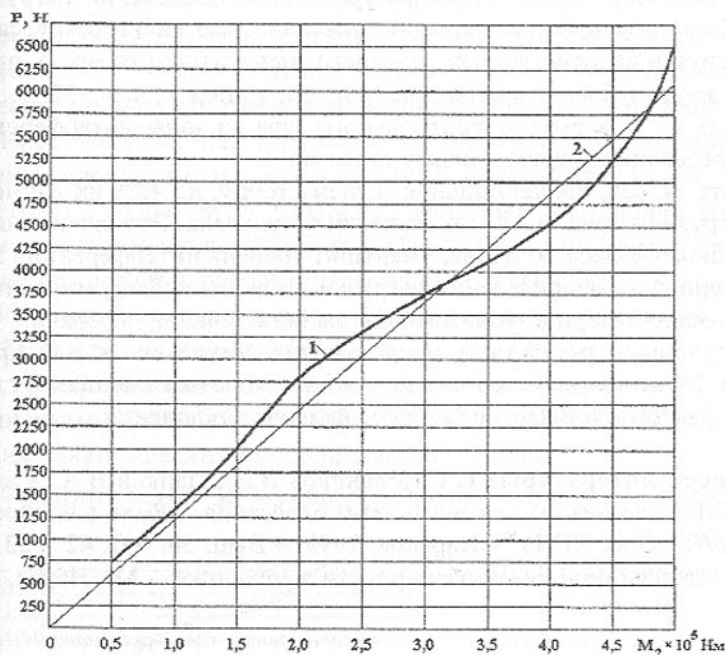


Рис. 16. Зависимость величины максимальной силы на зуб от величины нагрузочного момента M_2 : 1 - кривая получена экспериментально; 2 - линейная аппроксимация зависимости 1

Нагрузка на зубья не симметрична относительно большей оси генератора волн, она смещена в направлении их входа в зацепление. С повышением момента M_2 возрастает неравномерность распределения нагрузки в

зацепления. Это вызвано большими деформациями гибкого колеса. С повышением момента M_2 , возрастает интерференция зубьев по переднему торцу зубчатого венца на входе в зацепление, что повышает интенсивность нагрузки на зубья. При повышенных нагрузочных моментах, в этой зоне возникает заклинивание и проскок зубьев. Зона входа зубьев в зацепление оказывает отрицательное влияние на нагрузочную способность, долговечность и КПД крупных волновых передач. В этой области наблюдается повышенный износ зубьев.

В волновом зубчатом редукторе привода поворота передвижного миксера МП - 600АС, наибольшую интенсивность нормальная нагрузка на зубья имеет вблизи переднего торца зубчатого венца на входе в зацепление (рис. 14, кривая 1, $\alpha = -37^\circ$). Здесь пиковые нагрузки превышают максимальные значения на 30 ÷ 40%. При удалении от переднего торца интенсивность нагрузки падает. Неравномерность распределения нагрузки по длине зубьев, обусловлена высокой податливостью гибкого колеса. Снижение нагрузки на зубья вблизи переднего торца зубчатого венца, при удалении от входа зубьев в зацепление (рис. 14, кривая 1, $\alpha < [-37^\circ \dots -22^\circ]$), происходит из-за выхода контрольного зуба из зоны интерференции и перераспределения нагрузки между зубьями.

Часть зубьев, прилегающая к заднему торцу, до 40% их длины, наименее нагружена (рис. 9 - 14) и может быть удалена. Это снизит перекося зубьев гибкого колеса по длине, уменьшит уровень интерференции зубьев, неравномерность распределения нагрузки по длине зубьев, минимизирует энергетические потери в зубчатом зацеплении волновой передачи.

Полученные результаты представляют актуальность для крупных волновых зубчатых редукторов с широкими зубчатыми венцами, где масштабный фактор усиливает негативное влияние отклонений.

Список литературы: 1. Стрельников В.Н., Панков В.А., Севостьянов С.В. Моделирование силового взаимодействия зубьев в волновом зацеплении // Вестник ХГПУ. - Харьков, 1999. - Вып. 50. - С. 42 - 53. 2. Седов Л.И. Методы подобия и размерности в механике. - М.: Наука, 1975. - 328 с.

Статья поступила в редакцию 04.10.2002 г.

ПОДБОР ФУНКЦИИ ДЛЯ ОПИСАНИЯ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ ОБОРУДОВАНИЯ

Сулейманов С.Л., Ошовская Е.В., Исаенко В.В.
(ДонНТУ, г. Донецк, Украина)

The analysis results of the approaches used for fitting of analytical dependences of part's technical state variation on the basis of growth curves usage is proposed.

Количество запасных частей, необходимое для нормальной работы металлургического оборудования, зависит от точности прогнозирования сроков отказа деталей. При аналитическом прогнозировании главным этапом решения задачи является подбор зависимости (аппроксимация) изменения технического состояния (ТС) детали во времени, которое графически представляется в виде кривой. К математическим зависимостям, используемым для аппроксимации кривых ТС, предъявляются следующие требования: точное описание изменения ТС объекта на периоде наблюдения; непрерывность, т.е. возможность определения ТС в любой момент времени; недопустимость отрицательных значений параметра, характеризующего ТС. Существуют различные методики построения математических моделей изменения ТС объекта [1-3]. Оценка их эффективности применения для решения рассматриваемой задачи выполнялась на основе данных об изменении износа, характеризующего ТС вкладышей шпинделя стана 2500 горячей прокатки [4].

Известным подходом является описание изменения ТС детали полиномиальными зависимостями [1]. На рисунке 1 показан результат применения полиномиальной модели шестой степени:

$$Y(t) = -0,0024t^6 + 0,0843t^5 - 1,1565t^4 + 7,6508t^3 - 24,935t^2 + 38,171t - 19,818,$$

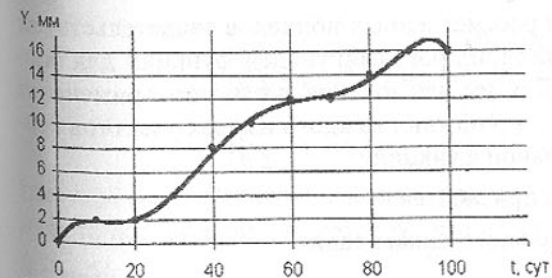


Рис. 1. Полиномиальная функция изменения ТС

где $Y(t)$ — параметр ТС вкладыша; t — время эксплуатации.

Точность подбора аппроксимирующей функции оценивалась по коэффициенту корреляции, значение которого составило 0,9987. Дальнейшие исследования показали, что несмотря на высокие значения коэффициента кор-

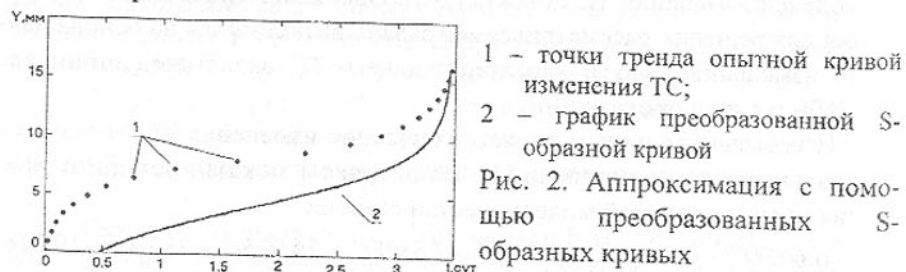
реляции (близкие к 1), полиномиальные зависимости обладают существенным недостатком, ограничивающим их применение, — на отдельных участках времени возможно уменьшение параметра $Y(t)$. А это не соответствует физическому смыслу процесса изменения ТС, т.к. известно, что в процессе работы деталей их ТС может либо ухудшаться (например, увеличение износа вкладышей от 0 до 18 мм), либо быть кратковременно постоянным.

Другим подходом к аппроксимации изменения ТС деталей является использование функций S-образных кривых (Перла или Гомперца) [2]:

$$Y(t) = \frac{1}{b} \left[\ln(a) - \ln\left(\frac{L}{t} - 1\right) \right] \text{ и } Y(t) = \frac{1}{k} \left[\ln(b) - \ln\left(\ln\left(\frac{L}{t}\right)\right) \right],$$

где L — правый предел переменной t ; a, b, k — коэффициенты, определяемые методом наименьших квадратов [5].

На рисунке 2 представлен пример аппроксимации изменения ТС вкладыша S-образными кривыми, проанализировав который, можно отметить следующие недостатки данного подхода: низкие значения коэффициента корреляции из-за явной симметричности, свойственной S-образным кривым; наличие вертикальных асимптот, не позволяющих изменять угол наклона аппроксимирующей кривой. Поэтому применение этого подхода также неприемлемо.



Отмеченные недостатки рассмотренных подходов свидетельствуют о сложности использования одной аппроксимирующей функции для описания изменения ТС детали. Для их исключения возможно применение подхода [3], основывающегося на описании каждого из трех участков кривой изменения ТС детали отдельной функцией:

$$Y(t) = k \cdot t^n, \quad n < 1 - \text{для участка приработки};$$

$$Y(t) = k \cdot t - \text{для участка нормального изнашивания};$$

$$\left\{ \begin{aligned} Y(t) &= a \cdot (e^{k \cdot t} - 1), \quad \text{при } k > 0, \\ Y(t) &= a \cdot (1 - e^{-k \cdot t}), \quad \text{при } k < 0 - \text{для участка ускоренного изнашивания}, \end{aligned} \right.$$

где k, n, a — коэффициенты регрессии.

Исследования показали, что в данном случае, определение длительностей участков и сопряжение аппроксимирующих функций на границах участков являются весьма сложными и трудно формализуемыми процедурами, поэтому существует большая вероятность того, что аппроксимирующие уравнения будут неадекватны опытными данным.

Авторами [5, 6] предлагается методика описания кривой интенсивности изменения ТС детали с помощью кривых роста. При этом кривая изменения ТС разбивается на два участка точкой E , принадлежащей участку нормального изнашивания. Интенсивность изменения ТС на этих участках определяется по формулам:

$$\left\{ \begin{aligned} I^n &= (Y_E - Y) \cdot W_n \cdot K_n^{\frac{Y_0 - Y}{Y_E - Y_0}} + I_{\min}, \\ I^y &= (Y - Y_E) \cdot W_y \cdot K_y^{\frac{Y - Y_{np}}{Y_{np} - Y_E}} + I_{\min}, \end{aligned} \right.$$

где W_n, W_y — средняя скорость изменения первой производной на участке приработки и ускоренного износа соответственно; K_n, K_y — коэффициенты кривизны функции для участка приработки и ускоренного износа соответственно; Y, Y_E, Y_0, Y_{np} — значение параметра ТС текущее, в точке E , начальное и предельное; I_{\min} — минимальное значение интенсивности.

Тогда, аппроксимацию кривой изменения ТС детали также можно выполнять двумя функциями:

$$\left\{ \begin{aligned} Y_n &= k \cdot t^n, & \text{при } t_0 \leq t \leq t_E, \\ Y_y &= \frac{1}{a + b \cdot t^2 + c \cdot e^t}, & \text{при } t_E \leq t \leq t_{np}, \end{aligned} \right.$$

где k, n, a, b, c — параметры функций.

Для определения параметров k и n рассматривается система уравнений:

$$\left\{ \begin{aligned} (Y_E - k \cdot t_{onm}^n) \cdot W_n \cdot K_n^{\frac{Y_0 - k \cdot t_{onm}^n}{Y_E - Y_0}} + I_{\min} &= I_{onm}, \\ (Y_E - k \cdot t_E^n) \cdot W_n \cdot K_n^{\frac{Y_0 - k \cdot t_E^n}{Y_E - Y_0}} + I_{\min} &= I_{\min} \end{aligned} \right.$$

где t_{onm}, I_{onm} — значения момента времени и интенсивности изменения ТС для точки кривой, в которой коэффициент корреляции наибольший, $t_0 \leq t_{onm} \leq t_E$.

Преобразования позволяют получить уравнение для определения параметра n :

$$\left[1 - \left(\frac{t_{onm}}{t_E} \right)^n \right] \cdot K_n \frac{Y_0 - Y_E \left(\frac{t_{onm}}{t_E} \right)^n}{Y_E - Y_0} - \frac{I_{onm} - I_{min}}{W_n \cdot Y_E} = 0.$$

Данное уравнение решается любым численным методом, например, методом дихотомии [5]. После определения параметра n находится параметр k :

$$k = \frac{Y_E}{t_E^n}.$$

Для определения параметров a , b и c рассматривается система уравнений:

$$\begin{cases} \left[\frac{1}{a + b \cdot t_E^2 + c \cdot e^{t_E}} - Y_E \right] \cdot W_y \cdot K_y \frac{1}{a + b \cdot t_E^2 + c \cdot e^{t_E}} \frac{Y_{np}}{Y_{np} - Y_E} + I_{min} = I_{min}, \\ \left[\frac{1}{a + b \cdot t_{onm}^2 + c \cdot e^{t_{onm}}} - Y_E \right] \cdot W_y \cdot K_y \frac{1}{a + b \cdot t_{onm}^2 + c \cdot e^{t_{onm}}} \frac{Y_{np}}{Y_{np} - Y_E} + I_{min} = I_{onm}, \\ \left[\frac{1}{a + b \cdot t_{np}^2 + c \cdot e^{t_{np}}} - Y_E \right] \cdot W_y \cdot K_y \frac{1}{a + b \cdot t_{np}^2 + c \cdot e^{t_{np}}} \frac{Y_{np}}{Y_{np} - Y_E} + I_{min} = I_{np}. \end{cases}$$

Решение данных уравнений можно выполнить методом Зейделя [5].

На рисунке 3 представлен пример использования предлагаемого способа подбора аналитической зависимости изменения ТС детали, который

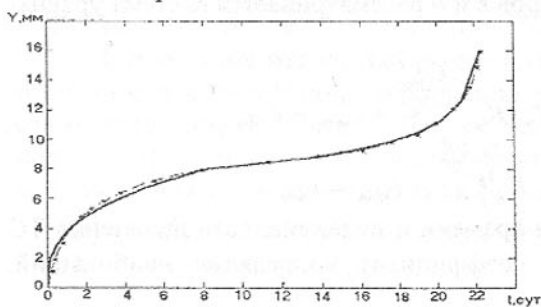


Рис. 3. Аппроксимация кривой изменения ТС с использованием модели роста

наглядно иллюстрирует высокую точность аппроксимации опытных данных.

Таким образом, предлагаемый способ подбора функций, описывающих изменение ТС детали, является наиболее приемлемым, т.к. обеспечивает высокую точность аппроксимации. Однако, несмотря на недостатки других рассмотренных подходов, они также

могут быть использованы. Для выбора способа и вида аппроксимирующей функции целесообразно сопоставлять степень согласованности расчетных и опытных данных по коэффициенту корреляции.

Список литературы: 1. Использование полиномиальных моделей при обработке больших массивов информации / Г.В. Сопилкин, А.Е. Серик, В.И. Исаенко, В.А. Сидоров // Экономика и математические методы. Т. XXV. – 1989. – с. 1129-1132. 2. Мартино Дж. Техническое прогнозирование: Пер. с англ.–М.: Прогресс, 1977. – 592 с. 3. Острейковский В.А. Физико-статистические модели надежности элементов ЯЭУ. – М.: Энергоатомиздат, 1986. – 200 с. 4. Прогнозирование комплексной надежности оборудования по критериям отказа / Коновалов Л.В., Лунькова С.М. //Сталь. - 1996. №3. - С. 29-34. 5. Дьяконов В.П. Справочник по алгоритмам и программам на языке бейсик для персональных ЭВМ. – М.: Наука, 1989 – 240 с. 6. Моделирование технического состояния деталей с использованием вычислительной техники / Н.А. Ченцов, С.Л. Сулейманов, В.В. Исаенко // Инженер №3.–2002.–С. 78-80. 7. Ченцов Н.А., Сулейманов С.Л., Ручко В.Н. Использование модели роста для аппроксимации скорости износа деталей металлургического оборудования// Прогрессивные технологии и системы машиностроения: Сб. науч. трудов. - Донецк: ДонГТУ, 1999. Вып 7. – С. 241.

Статья поступила в редакцию 29.10.2002 г.

ВЛИЯНИЕ КИНЕМАТИЧЕСКИХ ИЗМЕНЕНИЙ СКОРОСТИ ПОДАЧИ И ГЛУБИНЫ ЗАРУБКИ В МАССИВ ИСПОЛНИТЕЛЬНОГО ОРГАНА НА ЭФФЕКТИВНОСТЬ РАБОТЫ ПРОХОДЧЕСКОГО КОМБАЙНА

Хиценко Н.В. (ДонНТУ, г. Донецк, Украина)

The influence of kinematic changes of axis velocity and cutting depth of the cutting heads on the road-header performance and driving gear loading is analysed. It is proved that this influence is negligible.

Проблема повышения технического уровня проходческих комбайнов является актуальной, ее решение обеспечит повышение конкурентоспособности отечественных горных машин и эффективности горного производства. Одно из направлений решения этой проблемы – обоснование выбора структуры и параметров системы подачи режущего органа [1]. Начатые автором исследования относятся к выбору рациональных по критерию

производительности способа и параметров регулирования скорости подачи аксиальной коронки. В работе [2] приводится методика выбора скоростей подачи при их ступенчатом регулировании, обеспечивающая максимальное использование установленной мощности приводных двигателей. В то же время известно [3], что подача режущего органа не равномерна в различных точках сечения выработки вследствие кинематических особенностей системы подвески стрелы комбайна, что может повлиять на нагруженность привода. Методика [2] этот факт не учитывает. Таким образом, необходим анализ влияния кинематики системы подвески стрелы на нагруженность привода и производительность комбайна. Цель исследования – выявить зависимости от положения режущего органа в забое следующих величин:

- скоростей подачи коронок: влево и вправо ($v_{лев}$ и $v_{прав}$), вверх и вниз ($v_{под}$ и $v_{он}$);
- глубины зарубки коронок B ;
- теоретической производительности комбайна и мощности, развиваемой приводом исполнительного органа.

Кинематическая схема системы подвески стрелы современных комбайнов (П110, КПД, КСП32) показана на рис. 1. Поворотная рама 1 шарнирно соединена с корпусом комбайна с возможностью поворота гидроцилиндрами 2. Стрела 3 шарнирно соединена с поворотной рамой 1 с возможностью подъема гидроцилиндрами 4. В процессе обработки забоя изменяются плечи гидроцилиндров и расстояние от конца стрелы до оси поворота, что приводит к изменению скорости подачи коронок при неизменной подаче рабочей жидкости в гидроцилиндры.

Скорости подачи коронок:

$$v_{лев} = \frac{Q(L_1 + L_2 \cos \varphi_{под})}{h_1 F_{ш1} + h_2 F_{п1}}; \quad v_{прав} = \frac{Q(L_1 + L_2 \cos \varphi_{под})}{h_1 F_{п1} + h_2 F_{ш1}}; \quad (1)$$

$$v_{под} = \frac{QL_2}{2h_3 F_{ш2}}; \quad v_{он} = \frac{QL_2}{2h_3 F_{ш2}},$$

где Q – подача насоса; L_1 – расстояние между осями поворота и подъема (см. рис. 1); L_2 – расстояние между осью вращения коронок и осью подъема; $\varphi_{под}$, $\varphi_{пов}$ – углы подъема и поворота стрелы; h_1 , h_2 , h_3 – плечи гидроцилиндров; $F_{п1}$, $F_{ш1}$, $F_{ш2}$, $F_{ш2}$ – активные площади поршневых и штоковых полостей цилиндров поворота и подъема соответственно.

Плечи гидроцилиндров:

$$h_1 = \frac{a}{AB} [(x_{1B} - x_{1A}) \cos(\psi + \varphi_{пов}) + (y_{1B} - y_{1A}) \sin(\psi + \varphi_{пов})]; \quad (2)$$

$$h_2 = \frac{b}{DE} [(x_{2E} - x_{2D}) \cos(\theta - \varphi_{под}) + (y_{2E} - y_{2D}) \sin(\theta - \varphi_{под})];$$

где a , b – конструктивные размеры; AB , DE – длины гидроцилиндров; x_{1A} , y_{1A} , x_{1B} , y_{1B} , x_{2D} , y_{2D} , x_{2E} , y_{2E} – координаты точек A , B и D , E в системах координат $O_1x_1y_1$ и $O_2x_2y_2$; ψ , θ – конструктивные углы.

Расчетные величины в зависимостях (2):

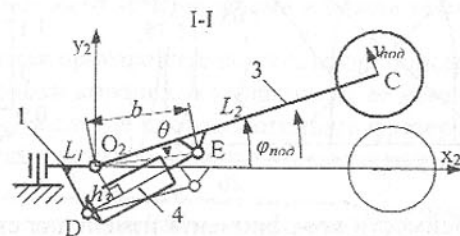
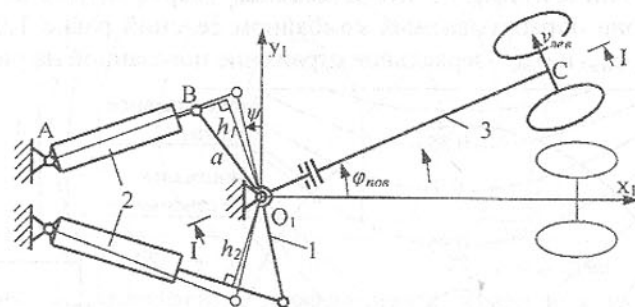


Рис. 1. К определению кинематических характеристик режимов поворота, подъема и опускания стрелы

$$x_{1B} = -a \sin(\psi + \varphi_{пов}); \quad y_{1B} = a \cos(\psi + \varphi_{пов});$$

$$x_{2E} = b \cos(\varphi_{под} - \theta); \quad y_{2E} = b \sin(\varphi_{под} - \theta);$$

$$AB = \sqrt{(x_{1B} - x_{1A})^2 + (y_{1B} - y_{1A})^2}; \quad (3)$$

$$DE = \sqrt{(x_{2E} - x_{2D})^2 + (y_{2E} - y_{2D})^2};$$

Плечо h_2 вычисляется по зависимостям (2, 3) для h_1 , в которых $\varphi_{пов}$ принимается с противоположным знаком.

Анализ проводился для проходческого комбайна ПП110. Для удобства анализа величины приводились к безразмерному виду (коэффициенты изменения), базами приведения принимались их значения при $\varphi_{под} = \varphi_{пов} = 0$.

На рис. 2а представлена зависимость коэффициента изменения скорости подачи коронок вправо $k_{вправо}$ от $\varphi_{под}$ и $\varphi_{пов}$ для проходческого комбайна ПП10. На рисунке показаны контуры областей значений $\varphi_{под}$ и $\varphi_{пов}$ при обработке забоев максимального (25 м²) и минимального (7 м²) сечений выработок арочной формы. При увеличении модуля угла поворота скорость подачи растет ввиду уменьшения плеч гидроцилиндров. Увеличение модуля угла подъема, напротив, приводит к уменьшению скорости подачи за счет уменьшения расстояния от оси поворота до оси коронок. Среднее значение коэффициента изменения скорости подачи вправо во всем диапазоне обрабатываемых комбайном сечений равно 1,00. Зависимость $k_{влево}$ от $\varphi_{под}$ и $\varphi_{пов}$ - зеркальное отражение показанной на рис. 2а.

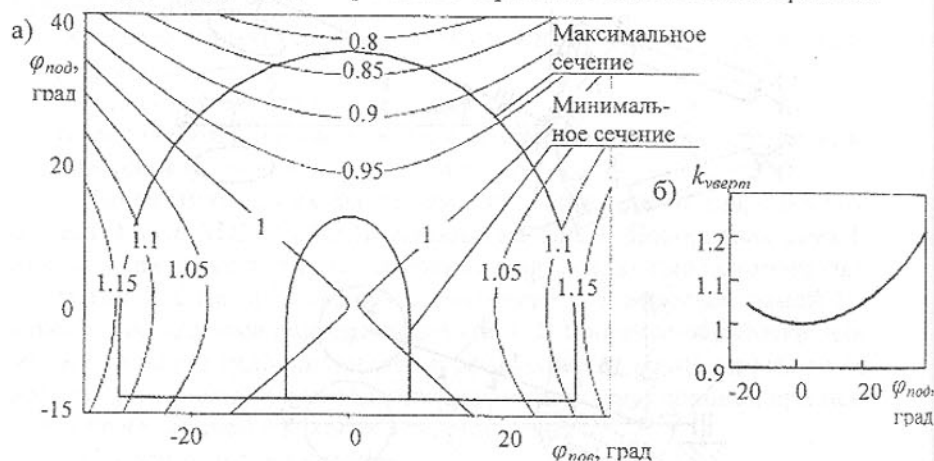


Рис. 2. Зависимости коэффициента изменения скорости подачи коронок вправо $k_{вправо}$ от $\varphi_{под}$ и $\varphi_{пов}$ (а) и коэффициента изменения скорости вертикальной подачи коронок $k_{верт}$ от $\varphi_{под}$ (б)

На рис. 2б показана зависимость коэффициента изменения скорости вертикальной подачи коронок $k_{верт}$ от угла подъема стрелы. С увеличением модуля угла подъема стрелы скорость подачи растет вследствие уменьшения плеч гидроцилиндров.

При повороте стрелы глубина зарубки коронок B также будет изменяться (если цикл обработки забоя производится с новой установки корпуса комбайна). Глубина зарубки для системы подвески стрелы, в которой совпадают оси подъема и поворота, определяется зависимостью:

$$B = B_0 \cos \varphi_{пов} \cos \varphi_{под} + L_2 - \sqrt{L_2^2 - B_0^2 (1 - \cos^2 \varphi_{пов} \cos^2 \varphi_{под})}, \quad (4)$$

где B_0 - глубина зарубки при нулевых $\varphi_{под}$ и $\varphi_{пов}$.

Зависимость коэффициента изменения глубины зарубки коронок k_B

от углов подъема и поворота стрелы показана на рис. 3. Очевидно, при обработке забоя выработки максимального сечения наименьшее значение глубины зарубки составляет $0,85B_0$.

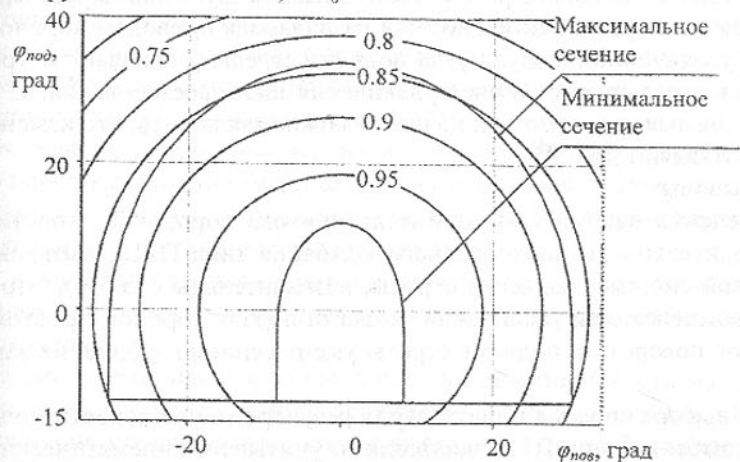


Рис. 3. Зависимость коэффициента изменения глубины зарубки коронок k_B от углов подъема и поворота стрелы

Теоретическая производительность пропорциональна скорости подачи и глубине зарубки коронок, коэффициент ее изменения k_{Qm} равен произведению k_v и k_B (в случае постоянного шага фрезерования по дуге). Если принять, что удельные энергозатраты процесса разрушения породы коронок

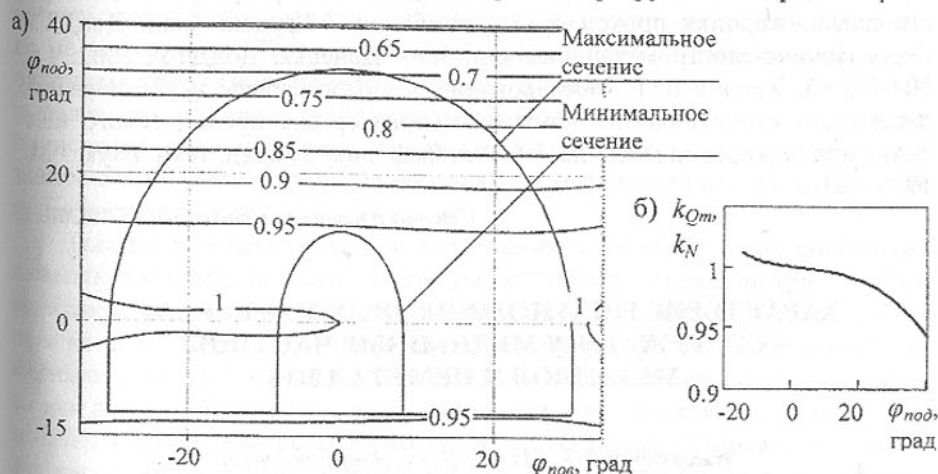


Рис. 4. Зависимости коэффициентов k_{Qm} и k_N от углов $\varphi_{пов}$ и $\varphi_{под}$ при резе вправо (а) и от $\varphi_{под}$ при резе вверх (б)

ками постоянны в рассматриваемом диапазоне изменения их режимных параметров, то коэффициент k_N изменения мощности, развиваемой приводным двигателем, равен k_{Qm} (рис. 4).

В режиме бокового реза с постоянным по дуге шагом фрезерования теоретическая производительность и развиваемая приводом коронок мощность с увеличением модуля угла подъема стрелы уменьшаются (рис. 4а). Избежать этого можно за счет увеличения шага фрезерования. С учетом этого и анализа зависимостей на рис. 4 можно заключить, что изменения k_N и k_{Qm} составляют до 0,05.

Выводы:

1. Изменения нагрузки на двигатель привода коронок и теоретической производительности проходческого комбайна типа П110, вызванные кинематикой системы подвески стрелы, незначительны (до 5%). Это объясняется компенсацией увеличения скорости подачи коронок с ростом модулей углов поворота и подъема стрелы уменьшением глубины их зарубки в массив.
2. При выборе способа и параметров регулирования скорости подачи коронок комбайна типа П110 необходимо учитывать кинематические изменения скорости подачи и глубины зарубки коронок в массив.

Список литературы: 1. Семенченко А.К., Хиценко Н.В. Актуальность применения регулируемой системы подачи исполнительного органа проходческого комбайна/ Сб. научн. трудов, посвященный 45-летию ДГМИ – Алчевск: ДГМИ, 2002. – С. 180-185. 2. Семенченко А.К., Хиценко Н.В. Выбор рациональных параметров ступенчатого регулирования скорости подачи коронки проходческого комбайна // Наукові праці ДонДТУ. Серія гірничо-електромеханічна, вип. 42. – Донецьк: ДонДТУ, 2002. – С. 207-212. 3. Храпов Ю.Г. Исследование режимов работы и установление параметров стреловидного исполнительного органа проходческого комбайна для пород крепостью до $f=6$. Автореф. дис. ... канд. техн. наук. - М., 1975 – 21 с.

Статья поступила в редакцию 17.10.2002 г.

ХАРАКТЕРИСТИКИ ПОРОШКОВЫХ МАТЕРИАЛОВ, СОДЕРЖАЩИХ МЕДНЕННЫЕ ЧАСТИЦЫ МЕТАЛЛОВ И НЕМЕТАЛЛОВ

Шарифов З.З. (АзТУ, Баку, Азербайджан)

In the given work we consider formation of the characteristics of materials re-
156

ceived on the basis of iron containing coppering of a particle of various time of sintering of process of sintering in environment endothermic of gas.

В работах (1-3) подробно описаны составы и методики получения порошковых материалов на основе железа, содержащих медненные частицы. В качестве вариантов шихт предложены: порошок железа +(5-15)% порошок медленного кокса; порошок железа + порошок медленного железа в соотношении 1:1 с добавлением (5-15)% порошка медленного кокса; порошок железа + порошок чугуна в соотношении 1:1 с добавлением (5-15)% порошка медленного кокса. Для изготовления из этих шихт образцов и изделий применяли традиционную технологию порошковой металлургии холодного прессования и спекания.

В данной работе рассматриваем формирование характеристик этих материалов при различных выдержках процесса спекания в среде эндотермического газа.

На рис.1 показана зависимость плотности и пористости материалов от продолжительности спекания в течение до 3-х часов, из которой видно, что увеличение продолжительности спекания от 1-го до 2-х часов приводит к небольшому уплотнению материала "железо с медненным коксом". Дальнейшее увеличение продолжительности до 3 часов, наоборот способствуют к некоторому разуплотнению, что связано с диффузионной пористостью по эффекту Киркендалла.

Другие же композиции с увеличением продолжительности спекания от 1-го до 3-х часов разуплотняются, однако эффект разуплотнения, сильно выражен между продолжительностью 1 и 2 часов, тогда как при дальнейшем повышении времени до 3-х часов разуплотнение материалов сильно не проявляется. Такое сильное разуплотнение этих композиций с увеличением продолжительности спекания объясняется более эффективным выражением диффузионной пористости. Вместе с тем в этих композициях происходит восстановление, очищение контактных поверхностей и связанное с этим дополнительное образование межчастичных продолговатых пор и несплошностей.

Твердость и прочность при растяжении этих образцов неоднозначно изменяются в зависимости от продолжительности спекания (рис.2). Так, если твердость и прочность при растяжении композиции "железо с медным коксом" сначала снижается с увеличением продолжительности спекания от 1-го до 2-х часов, а затем снова повышается от 2-х до 3-х часов, то для других образцов это происходит несколько по-другому. Эти композиции с увеличением продолжительности спекания в интервале от 1-го до 3-х часов обнаруживают разупрочнение. Все материалы максимум значений твердости и прочности имеют при спекании в течение 1-го часа.

Известно [4], что условия спекания влияют на рост зерен, совершен-

ство контактов между зернами и общую прочность материала, общую пористость. Переменными параметрами в этой операции могут быть температура, время спекания, состав газовой среды, скорость охлаждения и нагрева, величина прикладываемого давления. Однако среди этих параметров наиболее значимыми являются: температура и продолжительность спекания.

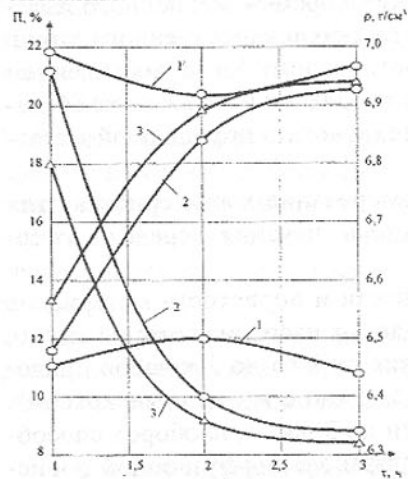


Рис. 1. Зависимость пористости (1, 2, 3) и плотности (1', 2', 3') образцов от продолжительности спекания. Содержание медненного кокса – 10%; 1, 1' – железо с медненным коксом; 2, 2' – железо+медненное железо с медненным коксом; 3, 3' – железочугун с медненным коксом

Последний параметр оказывает значительное влияние на свойства, структуру и особенно на изменении размеров изделий в процессе спекания.

В то же время увеличение продолжительности спекания нежелательно с экономической точки зрения, которое требует больше труда, электроэнергии и износа оборудования. Как показывают результаты наших исследований, для разрабатываемых композиций отпадает необходимость увеличения продолжительности спекания, так как при этом наблюдается, наоборот снижение физико-механических свойств.

В зависимости от продолжительности спекания образцов наблюдается аналогичное изменение триботехнических характеристик материалов

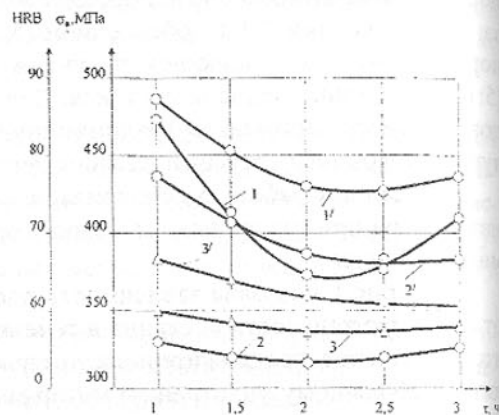


Рис. 2. Зависимость твердости (1, 2, 3) и прочности при растяжении (1', 2', 3') образцов от продолжительности спекания. Содержание медненного кокса – 10%; 1, 1' – железо с медненным коксом; 2, 2' – железо+медненное железо с медненным коксом; 3, 3' – железочугун с медненным коксом

(рис.3). Коэффициент трения всех материалов с увеличением продолжительности спекания от 1-го до 3-х часов неуклонно возрастает. Интенсивность изнашивания образцов изменяется примерно также, но с небольшим отклонением. Так, например интенсивность изнашивания железа с медненным коксом (рис.3, кривая 2) с увеличением продолжительности спекания сначала снижается, а затем резко возрастает.

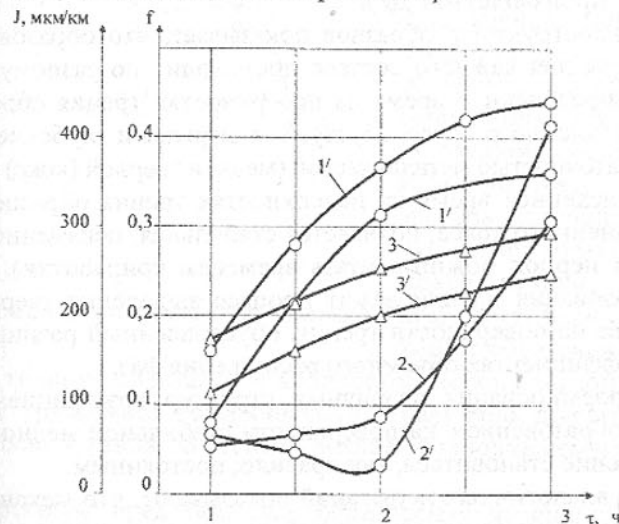


Рис. 3. Зависимость коэффициента трения (1, 2, 3) и интенсивности изнашивания (1', 2', 3') от продолжительности спекания. Содержание медненного кокса – 10%; 1, 1' – железо с медненным коксом; 2, 2' – железо+медненное железо с медненным коксом; 3, 3' – железочугун с медненным коксом

Таким образом, снижение физико-механических свойств образцов в зависимости от увеличения продолжительности спекания сказывается и на триботехнических характеристиках.

Для объяснения этих изменений, рассмотрим процессы образования вторичной структуры всех материалов при трении. Как отмечено в ряде работ [5], характеристика узла трения во многом определяется смазкой. Для работы в особых, экстремальных условиях (трение без жидкой смазки в воздушной среде и вакууме, при криогенных, низких и высоких температурах, в коррозионных средах, при радиации и т. п.) традиционные смазочные материалы неприменимы. В этих случаях пригодны те из них, структура которых позволяет в процессе эксплуатации образовывать на трущихся поверхностях пленки, выполняющие роль смазки и обеспечивающие тем самым работоспособность узла трения. В связи с этим пред-

ставляет особый интерес изучить механизм образования вторичных структур на поверхностях трения материалов, содержащих твердую (кокс, графит) и металлическую смазку. Образцы испытывали в режимах: трение сухое, скорость скольжения 1 м/с, нагрузка 2 МПа. За характером формирования вторичных структур на поверхностях трения в зависимости от продолжительности испытаний наблюдали на металлографическом микроскопе "Неофот-21" (производство ГДР).

Анализ микроструктуры образцов показывает, что образование вторичной структуры для каждого состава происходит по-разному. Так, например, через определенное время на поверхностях трения образцов, содержащих 5% медненного кокса, образуются вырывы и глубокие ямы, что связано с недостаточностью металлической (медь) и твердой (кокс) смазок.

Через определенное время на поверхностях трения образцов, содержащих 10% медненного кокса, появляется стабильная, неизменной толщины пленка (этот период можно считать временем приработки). В основе механизма образования пленки лежит процесс выделения твердого смазочного вещества на поверхности трения, обусловленный разницей в температурных коэффициентах объемного расширения фаз.

По мере формирования вторичных структур коэффициент трения снижается, а с образованием на поверхности стабильной медно-коксовой пленки его значение становится, как правило, постоянным.

Результаты аналогичных испытаний показывают, что механизм образования смазочных пленок не связан с действием внешних факторов, которые интенсифицируют износ (нагрузка, скорость, температура). Их изменение сказывается на интенсивности проходящих процессов. Например, при малых нагрузках и скоростях для образования стабильной пленки на поверхности трения потребуется значительно больше времени. В антифрикционных материалах такого класса износ имеет усталостную природу. С увеличением скорости трения возрастает число действующих циклов напряжения и не превышают предела упругости испытываемых материалов, что в свою очередь, интенсифицирует износ. Повышение нагрузки до предела упругости материала незначительно изменяет характер износа. При больших нагрузках (выше предела упругости) основа материала пластически деформируется, и образовавшаяся пленка разрушается. В этих случаях уже не срабатывает усталостный механизм износа и между трущимися поверхностями начинают действовать межмолекулярные и межатомные силы, протекают диффузионные процессы и материал теряет работоспособность [6].

Анализ микроструктуры поверхностей трения образцов из железа и медненного железа с медненным коксом, показывает, что наиболее стабильная вторичная структура образуется на поверхности материала, со-

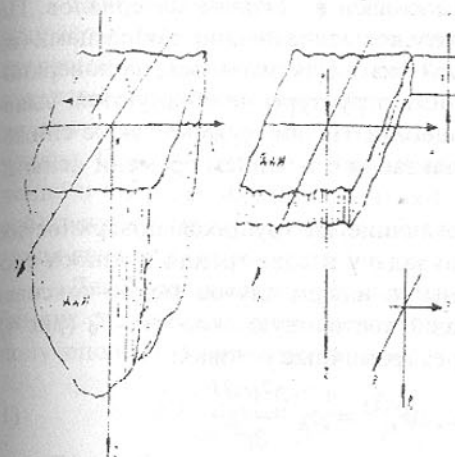


Рис.4. Элементы системы тело - пленка

державшего 5% медненного кокса. Очевидно большее, чем оптимальное, количество металлической и твердой смазок в структуре материала не улучшает триботехнические характеристики узла трения, повышение коэффициента трения и износа можно объяснить адгезионными и адсорбционными процессами между пленкой и основой материала. Известно, что потенциальная энергия адсорбированных молекул влияет только на силы, взаимодействующие на определенном расстоянии, то есть обеспечивает образование пленки определенной толщины. Остальное количество металлической и твердой смазок между трущимися поверхностями играет роль дополнительного продукта износа, в какой-то степени мешая установившемуся процессу трения.

Интересным представляется образование вторичной структуры на трущейся поверхности материала "железочугун" с медненным коксом. Этот материал имеет трехфазное строение (твердый раствор углерода в железе, карбиды, цементит и металлическая твердая смазка). Поэтому на испытываемой поверхности этих образцов почти сохраняется исходная структура, имеющая разноуровневую гетерогенность, хотя образование вторичной структуры происходит с течением времени испытания. Следовательно, при малом содержании твердых смазывающих веществ пленка появляется не на всей рабочей поверхности. Это, однако, не исключает возможности образования на трущихся поверхностях зон диффузионных контактов.

На установке JXA-5 оценивали толщину вторичной структуры. Установлено, что не зависимо от количества пленкообразующей фазы в материале толщина пленки вторичной составляет 0,4-0,45 мкм. Содержание металлической и твердой смазывающей фазы влияет лишь на состояние между покрытой и свободной поверхностями образца, что подтверждается расчетными данными работы.

Определить химический состав вторичных структур принятыми методами анализа (рентгенофазным, микрорентгеноспектральным, электронографическим и т.д.) нам не удалось: из-за малой толщины пленки полuchen-

ная информация большей частью относилась к основам материалов. По этой причине было проведено сравнительное исследование с образцами (из железа), не содержащими смазывающей фазы. Как оказалось, на поверхностях трения таких материалов вторичные структуры не образуются, выявлены лишь следы диффузионных процессов. Не обнаружено также снижение коэффициента трения и его стабилизация с течением времени испытаний.

Рассмотренные процессы, протекающие на трущихся поверхностях, можно рассматривать как контактную задачу в ходе трения и износа системы тело - слой смазывающей фазы (в нашем случае медно-коксовая смесь) при действии силы P , имеющей постоянную скорость V_0 (рис.4). Математически ее можно описать через граничные условия:

$$(\lambda_k + \mu_k) \frac{\partial g^{(k)}}{\partial x_i} + \mu_k \Delta V_i^{(k)} = \rho_k \frac{\partial^2 V_i^{(k)}}{\partial t^2}, \quad (1)$$

$$\sigma_z^{(k)}(x, y, 0, t) = p_3(x, y, t) \quad (k=1, 2),$$

$$\tau_{xz}^{(k)}(x, y, 0, t) = p_1(x, y, t) \quad (i=1, 2, 3), \quad (2)$$

Список литературы. 1. Шарифов З.З. Универсальное устройство для меднения и металлических неметаллических порошков. Материалы межд. науч. конф. Т.3. Астрахань, Россия, 2001. 2. Шарифов З.З. Антифрикционные свойства и коррозионная стойкость спеченных композиций, пропитанных ингибированным маслом. Сборник трудов VIII межд. науч. конф. Т.2. Севастополь, Украина 2001. 3. Шарифов З.З. Коррозионностойкое легирование пористых материалов. Монография, из-во «Технополис», Донецк., Украина 2002. 4. Ристич М.М., Жатор Л. Процесс спекания на современном этапе. В кн. Терия и технология. «Наукова Думка», к., 1974, с. 5-10. 5. Польцер Г., Майссернер Ф. Основы трения и изнашивания. М., Машиностроение 1984, 263 с. 6. Основные проблемы теории физической абсорбции, М., Наука, 1970, 475 с.

Статья поступила в редакцию 28.10.2002 г.

ПОПЕРЕЧНЫЕ КОЛЕБАНИЯ РАСТЯНУТО-СЖАТЫХ СТЕРЖНЕЙ С УЧЕТОМ СДВИГА И ИНЕРЦИИ ВРАЩЕНИЯ ПЕРЕЧНЫХ СЕЧЕНИЙ

Шевченко Ф.Л. (ДонНТУ, г. Донецк, Украина)

The lateral vibrations of powerful rods with the count of shift and rotary inertia of cross sections are consider.

При динамических расчетах различных конструкций очень важным вопросом является вычисление спектра частот собственных колебаний стержней с учетом собственной массы. Наиболее общим случаем таких стержней, испытывающих поперечные колебания, будет система с распределенными параметрами при наличии растягивающего или сжимающего усилия. Обычно при этом не учитывается влияние сдвига поперечных сечений и инерция вращения сечений. Как эти факторы влияют на значения собственных частот изучено С.П. Тимошенко, однако этот вопрос и на сегодня является актуальным.

Дифференциальное уравнение изогнутой оси при поперечных колебаниях стержня с учетом сдвига и инерции вращения поперечных сечений получено С.П. Тимошенко в виде [1]

$$EJ \frac{\partial^4 y}{\partial x^4} + m \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} - \frac{mJ}{F} \left(1 + k' \frac{E}{G} \right) \frac{\partial^4 y}{\partial x^2 \partial t^2} + k' \frac{J m^2}{F GF} \frac{\partial^4 y}{\partial x^4} = 0. \quad (1)$$

где EJ и GF - жесткость стержня при изгибе и сдвиге соответственно, m - погонная масса стержня.

Коэффициент неравномерности касательных напряжений при изгибе для любого профиля поперечного сечения можно найти по формуле [2]

$$k' = \frac{F}{J^2} \int_F \frac{S^2(y)}{dy} dy, \quad (2)$$

где $S(y)$ - статический момент относительно нейтральной оси части площади поперечного сечения, взятой выше произвольного уровня на расстоянии y от нейтральной оси; $d(y)$ - ширина балки на этом уровне.

Без учета сдвига и инерции вращения сечений при поперечных колебаниях стержня, испытывающего растяжение-сжатие силой T , дифференциальное уравнение известно в виде

$$EJ \frac{\partial^4 y}{\partial x^4} + m \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} \mp T \frac{\partial^2 y}{\partial x^2} = 0. \quad (3)$$

Для рассматриваемой задачи к уравнению (1) из уравнения (3) нужно добавить слагаемое, учитывающее продольное усилие, вследствие чего получим

$$EJ \frac{\partial^4 y}{\partial x^4} + m \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} - \frac{mJ}{F} \left(1 + k' \frac{E}{G} \right) \frac{\partial^4 y}{\partial x^2 \partial t^2} + k' \frac{J m^2}{F GF} \frac{\partial^4 y}{\partial x^4} \mp T \frac{\partial^2 y}{\partial x^2} = 0, \quad (4)$$

Представляя решение этого уравнения в виде гармонической функции

$$y(x, t) = C e^{i(kx + \omega t)} \quad (5)$$

из (4), получим характеристическое уравнение

$$k^4 - k^2 \frac{mb^2 \omega^2 \mp T}{EJ} - \frac{m\omega^2}{EJ} (1 - c^2 \omega^2) = 0, \quad (6)$$

где обозначено [1]:

$$b^2 = \frac{J}{F} \left(1 + k' \frac{E}{G} \right), \quad c^2 = k' \frac{J}{F} \frac{m}{GF}. \quad (7)$$

Корни характеристического уравнения:

$$k_{1,2} = \frac{1}{\sqrt{2EJ}} \sqrt{\sqrt{(mb^2 \omega^2 \mp T)^2 + 4EJm\omega^2(1 - c^2 \omega^2)} - (mb^2 \omega^2 \mp T)} \quad (8)$$

$$k_{3,4} = \pm i \frac{1}{\sqrt{2EJ}} \sqrt{\sqrt{(mb^2 \omega^2 \mp T)^2 + 4EJm\omega^2(1 - c^2 \omega^2)} + (mb^2 \omega^2 \mp T)} = \pm Ki,$$

приводят к решению дифференциального уравнения (4) в виде

$$y(x, t) = \sum_{n=1}^{\infty} (A_n \operatorname{ch} K_n x + B_n \operatorname{sh} K_n x + C_n \cos k_n x + D_n \sin k_n x) \sin(\omega_n t + \mu_n). \quad (9)$$

Для двухопорной балки из условий $y(0) = M(0) = 0$ на основании (9) находим $A=B=0$, а из условий $y(l) = M(l) = 0$ получаем частотное уравнение [3]

$$(k^2 + K^2) \operatorname{sh} \lambda \sin \lambda, \quad \sin \lambda = 0, \quad \lambda = kl, \quad k_n = n\pi/l,$$

волновые числа которого k , позволяют найти спектр собственных частот.

Если $T = 0$, то из (8) получим:

$$k = \sqrt{\frac{m\omega^2}{EJ} \sqrt{\frac{b^2}{2} + \sqrt{\frac{b^4}{4} + \frac{EJ}{m} (1 - c^2 \omega^2)}}}, \quad K = \sqrt{\frac{m\omega^2}{EJ} \sqrt{\frac{b^4}{4} + \frac{EJ}{m} (1 - c^2 \omega^2)} - \frac{b^2}{2}} \quad (10)$$

Без учета сдвига и инерции вращения сечений, но с учетом T , положив в (8) $b = c = 0$, получим:

$$k = \sqrt{\frac{1}{EJ} (\sqrt{T^2 + 4EJm\omega^2} - T)}, \quad K = \sqrt{\frac{1}{EJ} (\sqrt{T^2 + 4EJm\omega^2} + T)}. \quad (11)$$

Если $EJ \rightarrow 0$, то согласно (11)

$$k = \sqrt{\frac{T^2 + 4EJm\omega^2 - T^2}{2EJ(\sqrt{T^2 + 4EJm\omega^2} - T)}} = \sqrt{\frac{4m\omega^2}{2(\sqrt{T^2 + T})}} = \sqrt{\frac{m\omega^2}{T}}, \quad (12)$$

откуда получим частоты колебаний гибкой нити

$$\omega = k \sqrt{\frac{T}{m}}. \quad (13)$$

Если $EJ \rightarrow \infty$, то согласно (11) с учетом $k = K$, получим

$$k^2 + K^2 = \frac{1}{EJ} \sqrt{T^2 + 4EJm\omega^2},$$

что приводит к частотам колебаний весомой балки

$$\omega = k^2 \sqrt{\frac{EJ}{m}}. \quad (14)$$

Дополнительное влияние продольного усилия T на спектр частот легко оценить на основании (11) откуда

$$\omega_n = k_n \sqrt{\frac{k_n^2 EJ \pm T}{m}}. \quad (15)$$

Отсюда видно, что с увеличением порядка обертона влияние продольного усилия уменьшается, а при $T = k^2 EJ = \frac{\pi^2}{l^2} EJ$ частота колебаний равна нулю, т.е. стержень теряет устойчивость.

Для оценки влияния инерции вращения сечений рассматривают второе и третье слагаемые в исходном дифференциальном уравнении (1). Второе слагаемое $m\dot{y}$ представляет силу инерции массы балки от вертикальных перемещений сечений. Третье слагаемое – это интенсивность сил инерции массы балки от поворота сечений $q = \frac{dQ}{dx}$; момент сил инерции при повороте сечений на угол θ равен $M = J_0 \ddot{\theta}$, а

$q = \frac{\partial Q}{\partial x} = \frac{\partial^2 M}{\partial x^2} = J_0 \frac{\partial^4 \theta}{\partial x^2 \partial t^2}$; здесь $J_0 = Fi^2 \gamma = i^2 m$ – момент сил инерции при повороте сечений относительно нейтральной оси сечения, i – радиус инерции площади поперечного сечения стержня, γ – плотность материала.

Таким образом, дополнительное слагаемое от вращения сечений составит $i^2 m \omega^2 k^2 y(x)$ и по сравнению с силой инерции $m \omega^2 y(x)$ дает добавку $i^2 k^2 = i^2 \lambda^2 / l^2$ (λ – собственные числа трансцендентного уравнения, для двухопорной балки $\lambda = n\pi$). Отсюда видно, что в коротких балках влияние вращения сечений может быть существенным.

Из формул (10) можно найти частоты собственных колебаний балки с учетом инерции вращения сечений и сдвига при $T = 0$

$$\omega_n = k^2 \sqrt{\frac{EJ}{m} \frac{1}{\sqrt{k^2 b^2 + 1 - c^2 \omega^2}}}. \quad (16)$$

Если в эту формулу подставить значение коэффициента b^2 без учета инерции вращения сечений, т.е. в формуле коэффициента b пренебречь единицей, то получим частоты без учета инерции вращения сечений, см. табл. 1.

Если исключить сдвиг, т.е. положить $k' = 0$, то из (14) найдем

$$\omega = k^2 \sqrt{\frac{EJ}{m} \frac{1}{\sqrt{1 + k^2 b^2}}}, \quad b^2 = \frac{J}{F}. \quad (17)$$

Таблица 1 – Двутавр №20, $k=2,53$, $l=1$ м

| $n\pi$ | π | 3π | 5π | 7π | 9π | 11π | 13π |
|------------|--------|---------|--------|--------|--------|---------|---------|
| ω_0 | 4233,6 | 38102,3 | 105839 | 207445 | 342920 | 512264 | 715476 |
| инерц | 4097,2 | 30038,3 | 64512 | 99858 | 134703 | 169004 | 202893 |
| сдвиг | 3568,6 | 18361,1 | 33703 | 48719 | 63538 | 78224 | 92849 |
| точно | 3484,7 | 17056,8 | 30728 | 44085 | 57282 | 70355 | 83458 |
| погр. % | 24,9 | 123,4 | 244,4 | 370,6 | 498,6 | 627,7 | 757,3 |

Вычисленные по (10), (14), (15) частоты для стальной балки из двутавра №20 длиной $l=1$ м с учетом инерции поворота или сдвига, а также точные и приближенные значения без учета дополнительных факторов приведены в таблице 1.

Если учесть полезную нагрузку на балке интенсивностью $m_0=1480$ кг/м, полученную из условия статической прочности, то во втором слагаемом дифференциального уравнения (1) нужно погонную массу балки m заменить на суммарную массу m_0+m и в расчетной формуле (16) к единице нужно добавить отношение масс $m_0/m=74$, т.е.

$$\omega_n = k^2 \sqrt{\frac{EJ}{m} \frac{1}{\sqrt{k^2 b^2 + 1 + m_0/m - c^2 \omega^2}}} \quad (18)$$

а коэффициенты b, c вычислять по прежним формулам (7). Результаты такого расчета приведены в табл. 2, откуда видно, что погрешность приближенного вычисления спектра собственных частот без учета сдвига и инерции вращения сечений для балки реальной длины (4 м) незначительна.

Таблица 2 – Двутавр №20 $m_0=1480$ кг/м, $m_0/m=74$,

| $l, \text{ м}$ | π | 3π | 5π | 7π | 9π | 11π | 13π |
|----------------|--------|--------|---------|---------|---------|---------|---------|
| 1 | 488,8 | 4399,7 | 12221,3 | 23953,8 | 39597,7 | 59151,2 | 82616,1 |
| | 487,2 | 4275,2 | 11335,3 | 20893,4 | 32192,4 | 44629,2 | 57774,4 |
| 2 | 122,1 | 1099,3 | 3055,3 | 5988,5 | 9899,3 | 14787,8 | 20654,0 |
| | 122,1 | 1091,8 | 2994,4 | 5761,7 | 9304,4 | 13522,1 | 18313,2 |
| 4 | 30,639 | 274,97 | 763,83 | 1497,1 | 2474,8 | 3696,9 | 5163,5 |
| | 30,639 | 274,5 | 759,9 | 1488,2 | 2434,6 | 3608,4 | 4993,5 |
| % | 0 | 0,18 | 0,51 | 0,60 | 1,65 | 2,45 | 3,4 |

При наличии на балке сосредоточенной массы M посередине пролета на основании уравнения (9) из условий $y(0) = M(0) = 0$ находим $A=C=0$, а из условий $y'(l/2) = 0$, $Q(l/2) = -M\ddot{y}(l/2)$ получаем частотное уравнение

$$\operatorname{tg} \lambda = \frac{k}{K} \operatorname{th} \Lambda + k(k^2 + K^2) \frac{2TJ}{M\omega^2} \quad (19)$$

Из этой формулы без учета сдвига и инерции вращения сечений, когда $k=K$ легко получить частотное уравнение приближенного расчета

$$\operatorname{tg} \lambda = \operatorname{th} \Lambda + \frac{2}{\xi \lambda}, \quad \xi = \frac{M}{ml}, \quad (20)$$

когда спектр частот вычисляется по формуле (14)

Из трансцендентного уравнения (19), приняв за начальное значение приближенное значение частоты колебаний, можно найти собственные числа $\lambda = kl/2$ и волновые числа $k = 2\lambda/l$, а затем из отношения волновых чисел (10) определить $K = \frac{\omega}{k} \sqrt{1 - c^2 \omega^2}$ и снова пересчитать частоту (18) и собственные числа (19). Так способом последовательных приближений можно найти спектр собственных частот балки с распределенной собственной массой m и сосредоточенной массой M с учетом сдвига и инерции вращения сечений, (см. табл. 3).

Таблица 3 – Двутавр № 20, $l = 4$ м, $EJ = 3,68 \cdot 10^6$ Нм², $m = 20$ кг/м, $M = 1480$ кг

| | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 |
|-----------|---------|---------|---------|----------|----------|----------|---------|
| λ | 0,62842 | 3,93997 | 7,07606 | 10,21537 | 13,35575 | 16,49658 | 19,6378 |
| ω | 42,350 | 1664,7 | 5369,5 | 11190,7 | 19128,69 | 29183,5 | 41355,0 |
| ω | 42,331 | 1557,5 | 4370,3 | 7753,3 | 11315,70 | 14908,9 | 18486,0 |
| % | 0,04 | 6,86 | 22,8 | 44,3 | 69,0 | 95,7 | 123,7 |

Из таблицы 3 видно, что при наличии сосредоточенной массы погрешность приближенного вычисления высоких обертонов собственных колебаний становится существенной.

ВЫВОДЫ:

- с увеличением длины балки погрешность приближенного расчета частот колебаний падает;
- в балках реальной длины приближенные значения частот можно - инерция поворота сечений влияет меньше, чем сдвиг;
- инерция поворота сечений влияет меньше, чем сдвиг;
- учет влияния сдвига в значительной степени зависит от профиля балки - для тонкостенных профилей оно значительно выше, чем для сплошных сечений, поэтому важно правильно определить коэффициент неравномерности касательных напряжений;
- увеличение массы балки за счет нагрузки значительно снижает погрешность, особенно в длинных балках;
- при сосредоточенных массах погрешность приближенного вычисления часто увеличивается.

Список литературы: 1. Тимошенко С.П. Колебания в инженерном деле. – М.: Наука, 1985. – 267 с. 2. Беляев Н.М. Сопротивление материалов. – М.: Наука, 1956. – 865 с. 3. Шевченко Ф.Л. Будівельна механіка.

STRUCTURAL MODIFICATION OF VIBRATION BAR-SYSTEMS BY MEANS THE DISTRIBUTION OF CHARACTERISTIC INTO PARTIAL FRACTION

Buchacz A. (Silesian University of Technology, Gliwice, Poland)

The dynamical flexibility of continuous free systems with definite frequency spectrum and with branched structure has the alternating: pole, zero, pole, zero, etc. The frequency with the zero value is always a pole. On the other hand, in the case of systems with branched structure but fixed at one side, the dynamical flexibility has the alternating: zero, pole, zero, pole, etc. respectively. The frequency with the zero value is always a zero. In this paper the method distribution of characteristics into partial fraction represented by graphs was applied in order to structural modification of the vibrating mechanical system with branched structure.

1. Introduction

In the practical application of the results of design of vibrating continuous bar systems with definite frequency spectrum, the same or similar requirements may be fulfilled, both as far as free and fixed systems with cascade or branched structure are concerned. The solution of such task entails modifying the requirements laid down for the dynamical characteristic, which implies that another characteristic should be subjected to synthesis, by first and foremost, alternating frequency $f_0 = 0$, from the pole to zero, in the case of replacing the characteristic of free systems to the fixed ones, or from zero to a pole, in the case of replacing the characteristic of the fixed systems to the free system characteristic. The implications of such modification are further variations, resulting from the fulfillment of the conditions of accomplishing the modified physical characteristic. The variations involve adding or deducting a zero (pole) with different frequency values.

1. ESSENCE OF STRUCTURE MODIFICATION

The scope of the paper is to discuss the computer-aided method facilitating the structural modification of the synthesized continuous mechanical system as a task of the synthesis of dynamical characteristics, vibrating torsionally bar systems with given frequency spectrum and a branched structure. The discussed

method consists in the task of the synthesis of the dynamical characteristic by means of its distribution into partial fractions. The computer-aided structural modification of the synthesis with given frequency spectrum has been illustrated with the printed screens created by the software.

Basing on the computer-aided design of continuous free systems with definite frequency spectrum, with cascade structure as well as branched structure (comp. [3-5]), the dynamical flexibility of such systems has the alternating: pole, zero, pole, zero, etc. Nevertheless, the frequency with the zero value is always a pole. On the other hand, in the case of systems with cascade or branched structure but fixed at one side, the dynamical flexibility has the alternating: zero, pole, zero, pole, etc. respectively. The frequency with the zero value is always a zero. Exemplary courses of characteristics of free systems as well as of systems fixed at one side, composed of seven elements with constant cross-section are presented in Fig. 1 and 2.

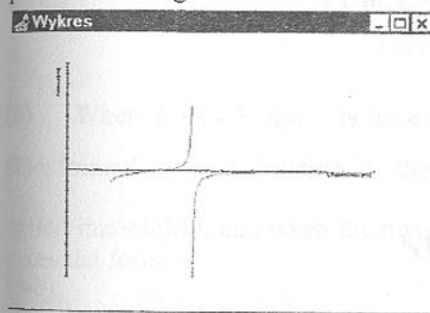


Fig. 1. Diagram of dynamical flexibility of free system

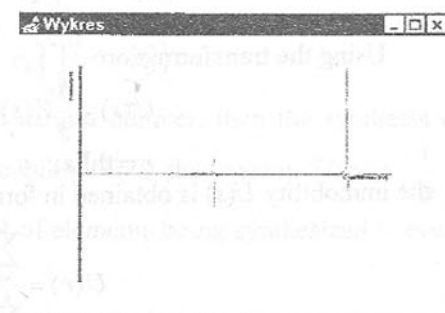


Fig. 2. Diagram of dynamical flexibility of clamped system on its end

Using notion of graph and of hypergraph [1] and their connections with structural numbers [2, 3, 12] and system of notation [3, 4, 12], the method of modification of mechanical systems represented by graphs and their mobility functions has been presented.

Using the symbols introduced in papers [4-11, 14-15], a following couple

$$X = ({}_1X, {}_2X) \quad (1)$$

is called a *graph*, where: ${}_1X = \{x_0, x_1, x_2, \dots, x_n\}$ - finite set of vertices, ${}_2X = \{x_1, x_2, \dots, x_m\}$ - family of edges, being two-element subsets of vertices, in the form of ${}_2x_k = (x_i, x_j)$ ($i, j = 0, 1, \dots, n$) (of. [3]).

The couple

$${}^kX = ({}_1X, {}_2X) \quad (2)$$

is called a *hypergraph*, where: ${}_1X$ is the set as in (1), and ${}_2X = \{X^{(i)} / i \in N\}$,

($k=2,3, \dots \in N$) is a family of subsets of set X ; the family k_2X is called a *hypergraph* over X as well, and ${}^k_2X = \{ {}^k_2X^{(1)}, {}^k_2X^{(2)}, \dots, {}^k_2X^{(m)} \}$ is a set of edges [3], called *hyperedges* or *blocks*, if

$${}^k_2X \neq \emptyset \quad (i \in N), \quad (3)$$

$$\bigcup_{i \in I} {}^k_2X^{(i)} = {}^k_2X, \quad (I \subset N). \quad (4)$$

Using notion of graph and of hypergraph and their connections with structural numbers [2,4,5,14-15] and system of notation [14,17], methods of modification of transforming vibration system as task of the synthesis of dynamical characteristic – an immobility has been presented.

A characteristic - dynamical rigidity is given in form

$$Z(s) = \frac{1}{Y(s)} = \frac{s \sum_{i=0}^l d_i \text{th}^i \Gamma s}{\sum_{j=0}^k c_j \text{th}^j \Gamma s}. \quad (5)$$

Using the transformation

$$U(s) = \frac{1}{s} Z(s) \quad (6)$$

$$r = \text{th} \Gamma s, \quad (7)$$

the immobility $U(s)$ is obtained in form

$$U(r) = \frac{\sum_{i=0}^l d_i r^i}{\sum_{j=0}^k c_j r^j}. \quad (6-8)$$

where: $c_k, c_{k-1}, \dots, c_0, d_l, d_{l-1}, \dots, d_0$ are any real numbers, $\Gamma = \sqrt{\frac{\rho}{G}} L = \sqrt{\frac{\rho^{(i)}}{G^{(i)}}} L^{(i)}$,

ρ - mass density, G - Kirchhoff's modulus, $L = L^{(i)}$ - length of basic element, $s = j\omega$, $j = \sqrt{-1}$, $c_k, c_{k-1}, \dots, c_0, d_l, d_{l-1}, \dots, d_0$ - real numbers, i, j, k, l - natural numbers, $k-l=1$.

2. Structural modification of the dynamical systems represented by graph by means the distribution of characteristic into partial fraction

In this paper the method of distribution of characteristic into partial fraction represented by graphs was applied in order to modification of dynamical system as a task of synthesis of the dynamical characteristic of the longitudinally or torsionally vibrating mechanical characterized by a branched structure.

The dynamical rigidity $Z(s)$ of vibrating mechanical continuous bar system is given in form

$$Z(s) = \frac{1}{Y(s)} = \frac{sd_l \prod_{i=0}^{2n+1} (\text{th}^2 \Gamma s + r_{2i+1}^2)}{c_k \prod_{i=1}^{2n} (\text{th}^2 \Gamma s + r_{2i}^2)} \quad (9)$$

After transformations (6-7) the immobility has been obtained as Using the transformation [3,4,10,11] the mobility $V(s)$ is obtained in form

$$U(s) = \frac{1}{V(s)} = \frac{d_l \prod_{i=0}^{2n+1} (\text{th}^2 \Gamma s + r_{2i+1}^2)}{c_k \prod_{i=1}^{2n} (\text{th}^2 \Gamma s + r_{2i}^2)} \quad (10)$$

After Richards' transformation $r = \text{th} \Gamma s$ [3,4,10,11] the mobility $V(r)$ is given in form

$$U(r) = \frac{1}{V(r)} = \frac{d_l \prod_{i=0}^{2n+1} (r^2 + r_{2i+1}^2)}{c_k \prod_{i=1}^{2n} (r^2 + r_{2i}^2)} \quad (11)$$

When $l-k=1$ and k is an even natural number, then the synthesis of transformed inverse function to the mobility $V(r)$, that means $U(r) = \frac{1}{V(r)}$, called immobility, and when the number of elements being synthesized is even, takes the form of

$$\frac{U(r)}{H} = \frac{\prod_{i=0}^{2n+1} (r^2 + r_{2i+1}^2)}{\prod_{j=1}^{2n} (r^2 + r_{2j}^2)} = \frac{d_l (r^2 + r_1^2)(r^2 + r_3^2) \dots (r^2 + r_{2n+1}^2)}{c_k r (r^2 + r_2^2)(r^2 + r_4^2) \dots (r^2 + r_{2n}^2)}, \quad (4-12)$$

where: $H = \frac{c_k}{d_l}$.

At first function (4) is distributed into partial fraction. Consequently

$$\frac{U(r)}{H} = b_\infty r + \frac{b_0}{r} + \sum_{k=1}^n \frac{B_{2k-1}}{r - j r_{2k}} + \sum_{k=1}^n \frac{B_{2k}}{r + j r_{2k}} \quad (5-13)$$

where: $b_\infty, b_0, B_1, B_2, \dots, B_{2k-1}, B_{2k}$ - values of residuum pole suitably equal $\infty, 0, j r_{2k}, -j r_{2k}, \dots, j r_{2k}, -j r_{2k}$.

The residua can be calculated as follow

$$\begin{cases} b_\infty = \lim_{r \rightarrow \infty} \frac{U(r)}{r}, & b_0 = \lim_{r \rightarrow 0} r U(r), \\ B_1 = \lim_{r \rightarrow jr_2} (r - jr_2)U(r), & B_2 = \lim_{r \rightarrow jr_2} (r + jr_2)U(r), \\ & \vdots \\ B_{2k-1} = \lim_{r \rightarrow jr_{2k}} (r - jr_{2k})U(r), & B_{2k} = \lim_{r \rightarrow jr_{2k}} (r + jr_{2k})U(r). \end{cases} \quad (6-14)$$

Out of the equations (5) and (6) it is seen that $B_1, B_2, \dots, B_{2k-1}, B_{2k}$ are conjugate number but analysing the qualities of real positive rational function it is obvious that all residua on the imaginary axis are real and positive i.e.

$$B_1 = B_2 = b_2, B_3 = B_4 = b_4, \dots, B_{2k-1} = B_{2k} = b_{2k}, \quad (7-15)$$

so

$$\begin{cases} \frac{B_1}{r-jr_2} + \frac{B_2}{r+jr_2} = \frac{2b_2r}{r^2+r_2^2}, \\ \frac{B_3}{r-jr_4} + \frac{B_4}{r+jr_4} = \frac{2b_4r}{r^2+r_4^2}, \\ \vdots \\ \frac{B_{2n-1}}{r-jr_{2k-1}} + \frac{B_{2k}}{r+jr_{2k}} = \frac{2b_{2k}r}{r^2+r_{2n}^2}. \end{cases} \quad (8-16)$$

Applying the results of (9), the equation (6) can be written as

$$\frac{U(r)}{H} = b_\infty r + \frac{b_0}{r} + \sum_{k=1}^n \frac{2b_{2k}r}{r^2+r_{2k}^2}, \quad (9-17)$$

where: $b_\infty > 0, b_0 > 0, b_{2k} > 0, k = 1, 2, \dots, n$.

It is easily seen that separate components eq. (6) corresponds with following expressions

$$\begin{cases} b_\infty r = U_z^{(\infty)}(r) = J_z^{(\infty)} r, \text{ that means } b_\infty = J_z^{(\infty)}, \\ \frac{b_0}{r} = U_r^{(0)}(r) = \frac{c_r^{(0)}}{r}, \text{ that means } b_0 = c_r^{(0)}. \end{cases} \quad (10-18)$$

The immobilities which are the components of series $\frac{2b_{2k}r}{r^2+r_{2k}^2}$ correspond the connections in series of the elastic and inertial elements which give

$$\frac{2b_{2k}r}{r^2+r_{2k}^2} = U_{zr}^{(2k)}(r) = \frac{c_r^{(2k)}r}{r^2 + \frac{c_r^{(2k)}}{J_z^{(2k)}}}, \quad (11-19)$$

from this

$$c_r^{(i+1)} = c_r^{(2m)} = 2b_{2k}, J_z^{(i)} = J_z^{(2k)} = \frac{2b_{2k}}{r_{2k}^2}; (k = 1, \dots, n), \quad (12-20)$$

where: $J_z^{(\infty)}, J_z^{(i)}, J_z^{(2k)}$ - are polar moments of inertia of cross-section of the synthesized bars, $c_r^{(0)}, c_r^{(i+1)}, c_r^{(2k)}$ - are constants of the springs.

Finally the formula (10) is taken in form

$$\frac{U(r)}{H} = J_z^{(\infty)} r + \frac{c_r^{(0)}}{r} + \sum_{k=1}^n \frac{1}{\frac{r}{c_r^{(2k)}} + \frac{1}{J_z^{(2k)} r}}. \quad (13-21)$$

The form (13) corresponds with immobility function of the polar graph X_{00} [3,4,12] which is shown in Fig. 1 ([5-9] as well).

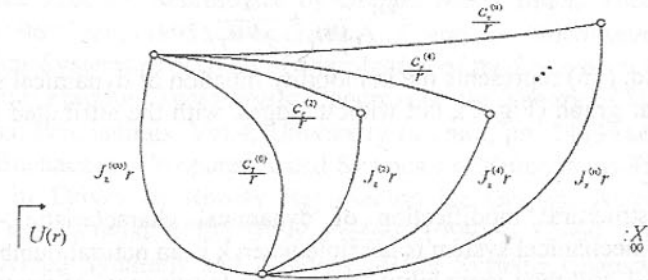


Fig. 1. Graphical illustration of equation (14)

Structural modification of dynamical characteristic of synthesized mechanical system is possible when $l-k=1$ and k is an even natural number and immobility function $U(r)$, as a second case, takes form

$$\frac{U(r)}{H} = \frac{\prod_{i=1}^{2n} (r^2 + r_{2i}^2)}{\prod_{j=0}^{2n+1} (r^2 + r_{2j+1}^2)} = \frac{d_1 r (r^2 + r_2^2)(r^2 + r_4^2) \dots (r^2 + r_{2n}^2)}{c_k (r^2 + r_1^2)(r^2 + r_3^2) \dots (r^2 + r_{2n+1}^2)}, \quad (14-22)$$

Finally the immobility function (14), after operations (5) to (12), is given in form

$$\frac{U(r)}{H} = \sum_{k=1}^n \frac{1}{\frac{r}{c_r^{(2k-1)}} + \frac{1}{J_z^{(2k-1)} r}}. \quad (15-23)$$

The form (15) corresponds with immobility function (14) of subgraph of polar graph X_{00} (Fig. 1) without edges, with attributed immobilities:

$$U_r^{(0)}(r) = \frac{c_r^{(0)}}{r} \text{ and } U_z^{(\infty)}(r) = J_z^{(\infty)} r.$$

When $l-k=-1$, the method of modification, that means synthesis of immobility function $U(r)$, with changed requirements, is presented here, as well,

assuming the odd natural elements. Then $U(r)$, as third case of synthesis of the function of mechanical system, is given in the following form

$$\frac{U(r)}{H} = \frac{\prod_{i=1}^{2n} (r^2 + r_{2i}^2)}{\prod_{j=1}^{2n-1} (r^2 + r_{2j-1}^2)} = \frac{d_l r (r^2 + r_2^2)(r^2 + r_4^2) \dots (r^2 + r_{2n}^2)}{c_k (r^2 + r_1^2)(r^2 + r_3^2) \dots (r^2 + r_{2n-1}^2)}, \quad (16-24)$$

After transformations (5) to (12) the immobility function (16) takes form

$$\frac{U(r)}{H} = J_z^{(\infty)} r + \sum_{k=1}^n \frac{1}{\frac{r}{c_r^{(2k)}} + \frac{1}{J_z^{(2k)} r}}. \quad (17-25)$$

The Eq. (16) represents the immobility function of dynamical structure in form of polar graph (Fig. 1), but without edges, with the attributed immobility

$$U_r^{(0)}(r) = \frac{c_r^{(0)}}{r}.$$

The structural modification of dynamical characteristic - $U(r)$, of synthesized mechanical system is possible when k is an natural number, as well, and $l-k = -1$ and then immobility $U(r)$, as the fourth case, of the transformed function of bar system is given in form

$$\frac{U(r)}{H} = \frac{\prod_{i=1}^{2n-1} (r^2 + r_{2i-1}^2)}{\prod_{j=1}^{2n} (r^2 + r_{2j}^2)} = \frac{d_l (r^2 + r_2^2)(r^2 + r_4^2) \dots (r^2 + r_{2n-1}^2)}{c_k r (r^2 + r_2^2)(r^2 + r_4^2) \dots (r^2 + r_{2n}^2)}, \quad (18-26)$$

Finally the immobility function (17), after operations (6) to (13), takes form

$$\frac{U(r)}{H} = \frac{c_r^{(0)}}{r} + \sum_{k=1}^n \frac{1}{\frac{r}{c_r^{(2k)}} + \frac{1}{J_z^{(2k)} r}}. \quad (19-27)$$

The form (19) corresponds with mobility function (18) of the subgraph of polar graph X_{00} (Fig. 1) without edges, with attributed immobility

$$U_z^{(\infty)}(r) = J_z^{(\infty)} r.$$

3. Conclusion

The formulas (1÷18) and formulas defined in [3,4] are a base for the modification synthesized vibrating bar-systems as the task of synthesis of transformed immobility functions by the method of distribution of the dynamical characteristics into partial fraction.

4. Acknowledgements

This work has been conducted as a part of the research project No. 5

TO7C 029 23 supported by the Committee of Scientific Research in 2002-2005.

References: 1. Bellert S., Woźniacki H.: Analysis and synthesis of electrical systems by means of the method of structural numbers, PWN, Warszawa (1968) (in Polish). 2. Berge C.: Graphs and hypergraphs, Elsevier Publishing Amsterdam, North Holland/New York, American (1973). 3. Buchacz A.: The Synthesis of vibrating Bar-Systems Represented by Graph and Structural Numbers. ZN Politechniki Śląskiej, MECHANIKA, z. 104, (1991), (in Polish). 4. Buchacz A.: Modelling, Synthesis and Analysis of Bar Systems Characterized by a Cascade structure Represented by Graphs. Mech. Mach. Theory, Vol.30, No 7, pages 969÷986, (1995). 5. Buchacz A.: Computer Aided Reverse Task of Vibrating Bar-Systems of Method of Distribution of the Dynamical Characteristic into Partial Fraction. Tenth World Congress on the Theory of Machines and Mechanisms, Proceedings, Vol.4, University of Oulu, pp. 1483÷1488, Finland (1999). 6. Buchacz A.: Computer Aided Synthesis of Subsystems Transforming Vibrations in Drives of Robots Represented by Graphs. Automatizácia - Robotika v teorii a praxi. ROBTEP'99, Prešov (1999), p. 57÷60. 7. Buchacz A.: Computer Aided Synthesis and Analysis of Bar Systems Characterized by a Branched Structure Represented by Graphs. Journal Technical of Physics, 40, 3, pp. 315÷328, (1999). 8. Buchacz A.: Hypegraphs in Modelling of Substems of Machines as Mechanical Systems with Branched Structure. Seventh International Scientific and Engineering Conference - Machine-Building and Technosphere on the Border of the XXI Century, International Proceedings, Donetsk (2000), Vol.14, pp.182-187. 9. Buchacz A., Wojnarowski J.: Modelling Vibrating Links Systems of Nonlinear Changeable Section of Robots by the Use of Hypergraphs and Structural Numbers. Journal of the Franklin Institute, Vol. 332B, No.4, pp. 443÷476, Pergamon, (1995). 10. Heinlein W.E., Holmes W. H.: Active Filters for Integrated Circuits. Fundamentals and Design Methods. R. Oldenbourg, München/ Verlag, Prentice-Hall International Inc., London/Springer, New York, Wien 1974. 11. Temeš G.C., Mitra S.K., Editors: Modern Filter-Theory and Design. John Wiley and Sons, Inc., New York 1973. 12. Wojnarowski J.: Application of Graphs in Analysis of Vibration Mechanical Systems. PWN, Warszawa-Wrocław, (1981), (in Polish).

Статья поступила в редакцию 18.10.2002 г.

SYNTESIS OF ACTIVE MECHANICAL SYSTEMS

Buchacz A., Żurek K. (Silesian University of Technology, Gliwice, Poland)

In the thesis there are presented basic methods of reverse task of active mechanical systems realization. The principal aim of the research taken is to work out a method of structure and parameters searching i.e. structural and parametric synthesis of discrete model of active mechanical system on the base of desired requirements. The requirements refer to dynamic features of the system, particularly their frequency spectrum.

1. Introduction

Strong relation between effectiveness and frequency of vibrations as well as great sensitivity to parameters changes are noticeable in passive methods of vibration reduction. That is why the usage of new methods of vibration active reduction is getting more and more necessary. Vibration compensation by vibration from additional sources is characteristic feature of active vibration reduction methods. The active vibroisolation systems are controlled by input function. Signal change may be fluent or step one. In the executive systems there are the following elements used: mechanical, pneumatic, hydraulic, electromagnetic and electrodynamic. Active methods introducing additional energy sources into the appliance solve the problems of contradictory requests regarding effectiveness of vibration reduction within low frequencies. Passive systems used up to today are able only to disperse energy or store it periodically. The active systems can deliver or absorb energy in determined way from any place in the appliance. Vibration active reduction methods are based on control or regulation of mechanical vibration processes. One can tell about object movement control when an outer control signal is introduced into the system, where the signal is not dependent on current values of this object state. The signal is dependent on an earlier worked out program. The second method, which is vibration reduction, is based on object movement adjustment. In this case the control signal is dependent on current value of object's state. Within movement regulation the introduction of additional elements is necessary, elements such as: output sensors, regulator and executive appliance. [16,17,18,19,20].

Nowadays the passive vibration reduction is replaced with active vibration reduction. It results not only from low effectiveness of passive systems within low frequency of input function. The passive systems are also low effective at vibration activity with broad frequency band, as well as in case of appliance activity conditions changeable in wide range. Low frequency character of vibration existing in building industry, car industry etc. is a reason that passive vibroisolation does not secure effective vibration reduction, sometimes causing increase of vibrations.

Usage of active methods of vibration elimination allows to overcome the limitations existing in passive systems. The active methods are used for reduction of vibration level in machines, appliances, installations, power lines, buildings, means of transport etc.

The problem of electric and electronic systems synthesis using unclassical method i.e. by means of graphs and structural numbers has been recognized very well. [1,2]. This method was used also for synthesis of passive vibrating mechanical systems. [3,4]. However there is no research about usage of unclassical method for the analysis and synthesis of active vibrating mechanical systems. In mechanical active systems there are analogies to electronic active systems. One should however remember that we cannot uncritically assign the results gained in analysis and synthesis of electronic systems to analysis and synthesis of mechanical systems.

Unclassical method of polar graphs and their relationship with algebra of structural numbers thanks to modeling formalism allows algorithmization of calculations at calculation of the system dynamic characteristics. This method enables also analysis without limitations depending on kind and number of elements of complex mechanical system using electronic calculation technique. [1,5 + 14,21].

2. Methods synthesis of active mechanical systems

The synthesis of active systems enables passage from assigned frequency characteristic to physical objects which realize these characteristics. The reverse task understood in such a way enables to design mechanical systems on the basis of requested dynamic features and frequency spectrum.

The principal difference between designing and synthesis relies on the fact that in the process of synthesis one achieves the system exactly meeting the assigned form of characteristic function. The synthesis result in not only one solution. There are possible many systems i.e. structures where various component elements (passive and active) of mechanical systems exist. The possibility of achieving various structures in synthesis facilitates the optimisation of the systems i.e. selection from many models the best one meeting the additional requirements.

The characteristic function of the active system which undergoes the synthesis should be presented in the form showed below:

$$T(s) = \frac{a_m s^m + a_{m-1} s^{m-1} + \dots + a_1 s + a_0}{b_n s^n + b_{n-1} s^{n-1} + \dots + b_1 s + b_0} \quad (1)$$

where:

$\left. \begin{matrix} a_i \\ b_i \end{matrix} \right\}$ - real numbers

$$s = j\omega$$

In the synthesis of active systems the following basic methods are used:

- cascade method,
- method of multiloop feedback,
- method of developing the characteristic function $T(s)$ into continued fraction.

The cascade method is based on the possibility of presenting the characteristic function in a form of product of real rational functions with grade lower or equal two. The method of multiloop feedback is based on comprising the second row blocks, which are mutually isolated in cascade method, by one or more loops of non-local feedback.[2].

The synthesis realization by cascade method can be presented by means of the diagram (fig.1).

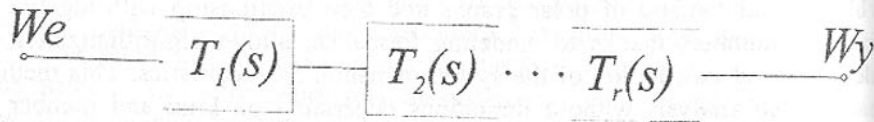


Fig.1. The synthesis realization by cascade method

In the cascade method the characteristic function $T(s)$ is presented in a form of product of real rational functions with grade lower or equal two.

$$T(s) = \frac{N(s)}{D(s)} = \prod_k T_k(s) = \prod_k \frac{N_k(s)}{D_k(s)} \quad (2)$$

where:

$$stN_k(s) \leq stD_k(s) \leq 2$$

Before beginning the synthesis of mechanical systems by cascade method the characteristic function $T(s)$ should be transposed from the form(1) into the form (2). Still the function in such a form can undergo the synthesis.

The characteristic function can $T(s)$ also be presented by means of the relation (3):

$$T(s) = \frac{\sum_{k=0}^m a_k s^k}{\sum_{k=0}^n b_k s^k} = H \frac{\prod_{i=1}^m (s - z_i)}{\prod_{k=1}^n (s - s_k)} = \prod_k T_k(s) \quad (3)$$

where:

H - stable coefficient,

$z_i (i=0,1,2,\dots,m)$ - zero function $T(s)$

$s_k (k=0,1,2,\dots,n)$ - function polars $T(s)$

Multiloop feedback is the second principal method of reverse task of active

mechanical systems. Realization of this method has been illustrated (fig.2, fig.3, as well as in simplifier version - fig.4).

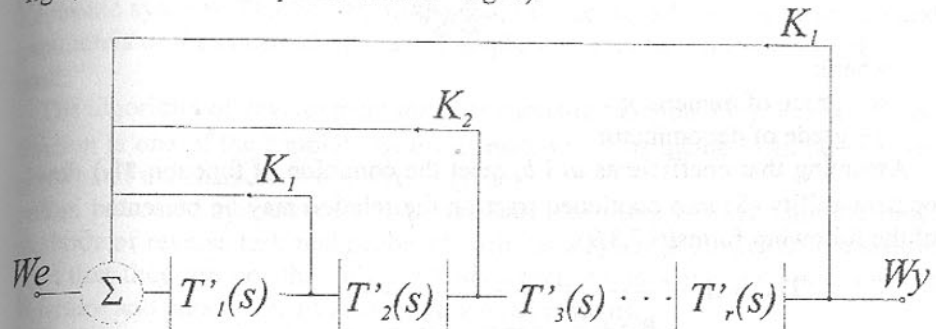


Fig.2. Synthesis realization by means of multiloop feedback

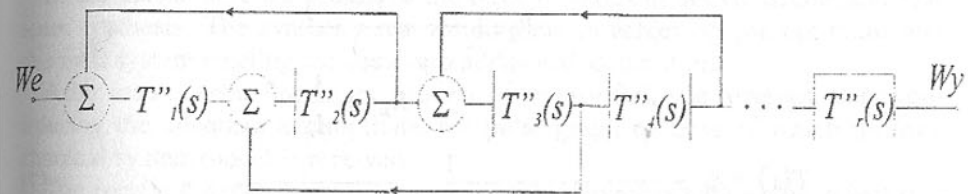


Fig.3. Synthesis realization by means of multiloop feedback

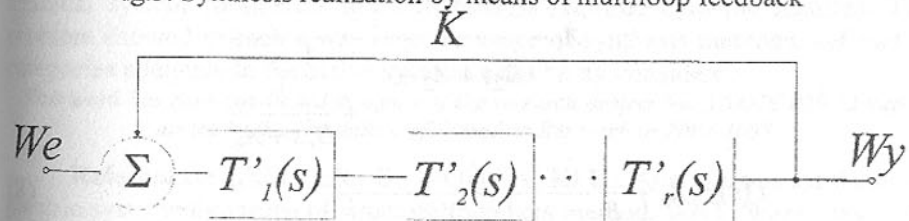


Fig.4. Synthesis realization with feedback

The figure 3 shows simplifier model with one feedback loop. The characteristic function of this system is:

$$T(s) = \frac{\prod_k T'_k(s)}{1 - K \prod_k T'_k(s)} \quad (4)$$

where:

$K \prod_k T'_k(s)$ - loop gain

The structure of mechanical active system may also be achieved by means of developing the characteristic function $T(s)$ into continued fraction.

The characteristic function with a following form is considered:

$$T(s) = \frac{\sum_{k=0}^m a_k s^k}{\sum_{k=0}^n b_k s^k} \quad (5)$$

where:

m – grade of numerator

n – grade of denominator

Assuming that coefficients a_k i b_k meet the condition of function $T(s)$ development ability (5) into continued fraction the relation may be presented in one of the following forms(6,7,8,9):

$$T(s) = A_0 + \frac{1}{B_1 s + \frac{1}{A_1 + \frac{1}{B_2 s + \frac{1}{\ddots + \frac{1}{B_n s + \frac{1}{A_n}}}}} \quad (6)$$

$$T(s) = A_0 + \frac{1}{B_1 s + \frac{1}{A_1 + \frac{1}{B_2 s + A_2 + \frac{1}{\ddots + \frac{1}{B_n s + A_n}}}}} \quad (7)$$

$$T(s) = A_0 + \frac{1}{\frac{B_1}{s} + \frac{1}{A_1 + \frac{1}{\ddots + \frac{1}{\frac{B_n}{s} + \frac{1}{A_n}}}}} \quad (8)$$

$$T(s) = A_0 + \frac{1}{\frac{B_1}{s} + A_1 + \frac{1}{\frac{B_2}{s} + A_2 + \frac{1}{\ddots + \frac{1}{\frac{B_n}{s} + A_n}}}}} \quad (9)$$

As a result of function development into continued fraction the values of individual passive and active elements of mechanical system are determined.

The given relations (6,7,8,9) can also have assigned parameters of mechanical model parameters. However it cannot be done directly as in case of electric and electronic systems. That is why further on, in order to achieve the structure and parameters of the system the theory of graphs and structural numbers algebra are used.

The algorithm of development the characteristic function $T(s)$ into continued fraction is one of the simplest synthesis methods. This method can be used regardless of the characteristic function grade.

The presented methods of active mechanical systems synthesis are the basic methods of reverse task realization of such class systems. However one should note that they are not the only methods which could serve for searching the structure and parameters of active mechanical systems.

3. Podsumowanie

In the thesis there are presented the basic methods of active mechanical systems synthesis. The synthesis realization aims to achieving the optimum mechanical system meeting the basic and additional assumptions.

After results achieving in the process of reverse task one receives, after considering the adequate assumptions, the polar graph on base of which the mechanical system model is received.

The received mathematic model as a result of synthesis allows to select mechanical system parameters for it to possess required dynamic features. The problem showed in such a way requires usage of synthesis methods, defined in categories adequate to the active systems class being considered.

This work has been conducted as a part of the research project No. 5 TO7C 029 23 supported by the Committee of Scientific Research in 2002-2005

References: 1. BELLERT S., WOŹNIACKI H.: Analysis and synthesis of electric systems by means of structural numbers method. WNT, Warszawa 1968 (in Polish); 2. BIAŁKO M., red.: RC active filters. WNT, Warszawa 1979 (in Polish); 3. BUCHACZ A.: Synthesis of vibrating rod systems in consideration of graphs and structural numbers. ZN Pol. Śląskiej, s. Mechanika, z.104, Gliwice 1991 (in Polish); 4. BUCHACZ A., red.: Computer support of synthesis and analysis of machines subassemblies modeled with graphs and structural numbers. Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej. Mechanika z.127, Gliwice 1997(in Polish); 5. BUCHACZ A., ŚWIDER J.(red.) in.: Computer support CAD CAM. Support for construction of systems reducing vibration and machine noise. WNT Warszawa 2001 (in Polish); 6. BUCHACZ A., ŚWIDER J., WOJNAROWSKI J.: Bases of mechanical systems vibrations theory with computer simulation. Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice 1997 (in Polish); 7. BUCHACZ A., ŻUREK K.: Modal analysis of active mechanical systems by means of graph and structural numbers method. VI Szkoła Analizy Modalnej, Kraków 2001, s. 43-50. (in Polish); 8. BUCHACZ A., ŻUREK K.: Modeling of

active systems as an introduction to their analysis and synthesis by means of graphs and structural numbers. XLI Sympozjon Modelowanie w mechanice, Wisła 2002, s. 27-28 (in Polish); 9. BUCHACZ A., ŻUREK K.: Formalization of active mechanical systems modeling by means of polar graphs. VI Międzynarodowa Konferencja Naukowa Computer Aided Engineering, Polanica Zdrój 2002, s.79-86 (in Polish); 10. BUCHACZ A., ŻUREK K.: Graphs as models of material active systems. Donetsk State Technical University, International Journal of Proceedings - Machine-Buildings and Systems, Vol.19, Donetsk (2002), p.278-284; 11. BUCHACZ A., ŻUREK K.: Active material systems modelling by means of graphs as introduction to their analysis by means of structural numbers. Proc. XX Symposium - Vibration in Physical Systems, PTMTS, Poznań - Błażejewko (2002), p.118-119 (in Polish); 12. BUCHACZ A., ŻUREK K.: The graphs and structural numbers in the analysis of mechanical active systems. XI Międzynarodowe Sympozjum Dynamiki Konstrukcji, Zeszyty Naukowe Politechniki Rzeszowskiej Nr 197, Mechanika z. 60 Rzeszów (2002), s.43-50; 13. BUCHACZ A., ŻUREK K.: Polar graphs as a mathematic apparatus in modeling of active systems and their analysis by means structural numbers. XVIII Ogólnopolska Konferencja Naukowo - Dydaktyczna Teorii Maszyn i Mechanizmów, Wrocław - Łądek Zdrój (2002) s.99-104 (in Polish); 14. BUCHACZ A., ŻUREK K.: Active material systems modelling by means of polar graphs method. Donetsk State Technical University, International Journal of Proceedings - Machine-Buildings and Systems, Vol.20, Donetsk (2002), p.239-244; 15. CANNON R. H., Jr.: Dynamics of physical systems. WNT, Warszawa 1973 (in Polish); 16. ENGEL Z., KOWAL J.: Vibro-acoustic processes control. Wydawnictwa AGH, Kraków 1995 (in Polish); 17. KENDALL L. Su: Theory of active systems. WNT, Warszawa 1969 (in Polish); 18. KOWAL J., FORTUNA P., KAMISIŃSKI T.: Usage of signal processes for modeling active vibroisolation systems. II Szkoła - Metody Aktywne Redukcji Drgan i Hałasu. Kraków - Zakopane 1995, s.61-66. (in Polish); 19. KOWAL J., MICEK P.: Adaptational Signal Processing in Active Vibroisolation Systems. II Szkoła - Metody Aktywne Redukcji Drgan i Hałasu. Kraków - Zakopane 1995, s.67-74. (in Polish) 20. MICHAŁOWSKI S.: Active systems in machines construction. Wydawnictwo Politechniki Krakowskiej, Monografia 171, Kraków 1994 (in Polish); 21. WOJNAROWSKI J.: Graphs and structural numbers as models of mechanic systems. PTMTS, Gliwice 1977 (in Polish).

Статья поступила в редакцию 28.10.2002 г.

ASPECTS REGARDING THE OPTIMIZATION OF TRAJECTORIES IN AERO-REACTIVE PROPULSION SYSTEMS

Coman A., Chereches T.

(Military Technical Academy, Bucharest, Romania)

Due to the functional and construction principles of aero-reactive propulsion systems, which take the necessary oxidant from the atmosphere air captured during the flight and then dynamically compressed, the thrust parameters of such systems depend on their velocity and flight altitude. Moreover, the drag force depends upon velocity and flight altitude, since the air density is also dependent on the altitude.

On the other hand, the propulsion system's thrust force and the drag force determine the flight velocity.

This paper analyzes different ways to optimize the trajectories of aircraft equipped with aero-reactive propulsion systems, from the launching point to where they encounter the target, so that the flight velocity be maximum (or the flight duration be minimum).

NOTATIONS

V - flight velocity on the march section of the trajectory; $\delta V = v$ - flight velocity deviation from the nominal value; n - lateral G-load; δn - lateral G-load deviation from the nominal value; P - aero-reactive engine thrust; X - drag force; m - aircraft mass; H - flight altitude; θ - trajectory slope angle; g - gravitational acceleration; β - fuel consumption program; t - time;

GENERAL CONSIDERATIONS

Due to the construction & functional principle of the aero-reactive propulsion systems, which take from atmosphere the oxidant they need for fuel burning, dynamically compressing the air in the air intake, their thrust parameters depend on flight velocity and altitude. The drag force is also determined by the values of flight velocity and altitude, by means of air density variation with altitude.

On the other hand, the thrust and drag forces determine the flight velocity of the aircraft. It is therefore easy to understand that, for an aircraft with given mass, aerodynamic and energetic characteristics, trajectory deviations from the nominal one, will cause changes in flight velocity regime.

In the following, we shall analyze the motion of an aircraft on the march section of the trajectory, where thrust is provided by the aero-reactive engine, beginning from some point "1" up to a final point "2". We shall consider that in "1" the aircraft flies with a known velocity V_1 , and time and horizontal distance

will be measured starting from zero at that point.

Choosing different trajectories between the two points, different regimes will be obtained for flight velocity variation, due to different flight altitudes, in such a way that the final velocity value V_2 will also be different from one variant to another. In order to simplify the analysis, it is also considered that the lateral G-load is constant and does not depend on the trajectory shape.

In these conditions, the trajectory optimization problem consists in choosing the optimum trajectory, which should provide a maximum value for the final velocity, for given (imposed) flight time between "1" and "2". The optimization problem is similar if we impose the final value of V_2 and try to minimize the flight time between the two points.

Taking into account the fact that:

$$\frac{dV}{dt} = \frac{dV}{dH} \frac{dH}{dt} = V' V \sin \theta, \quad \frac{dV}{dH} = V'; \quad \frac{dH}{dt} = V \sin \theta, \quad (1)$$

the equation of motion of the aircraft becomes:

$$P - X - m(g + V'V) \sin \theta = 0 \quad (2)$$

But: $\frac{dH}{dt} = V \sin \theta$, from which results: $dt = \frac{dH}{V \sin \theta}$, or, integrating

from $t = 0$ at t and from $H = H_1$ at H :

$$t = \int_{H_1}^H \frac{dH}{V \sin \theta} \quad (3)$$

Extracting $\sin \theta$ from relation (1) and introducing in relation (3), we obtain:

$$t = \int_{H_1}^H \left[\frac{mg}{V(P-X)} + \frac{mV'}{P-X} \right] dH \quad (4)$$

Taking into account the fact that, on the march section of the trajectory, aircraft mass changes in an insignificant amount (the mass of the fuel consumed by the aero-reactive engine is small by comparison to aircraft mass) and also that the variation of this mass is linear (considering a constant thrust in march, and therefore fuel consumption is constant) we can consider that m is constant and equal to its average value on this section of the trajectory, so the relation (4) becomes:

$$t = m \int_{H_1}^H (\Psi + V' \Phi) dH, \quad \text{where: } \Psi = \frac{g}{V(P-X)}; \quad \Phi = \frac{1}{P-X}. \quad (5)$$

The expression (5) gives the necessary time to climb from altitude H_1 to altitude H during the aero-reactive engine functioning period. Finding the optimal trajectory to climb from H_1 to H_2 , which should ensure the maximum

value of flight velocity V_2 at the end of this period, means in fact finding the minimum of the functional (5), where $H = H_2$. In mathematical terms, we are dealing with a variational problem without supplementary conditions.

THE OPTIMAL TRAJECTORY TO CLIMB FROM H_1 TO H_2 , WHEN THE HORIZONTAL DISTANCE IS NOT IMPOSED

In the case when optimal climb trajectory is requested, from altitude H_1 to altitude H_2 , without imposing the value of the horizontal distance flown during this climbing, the condition of minimum for the functional (5) will be fulfilled (according to the Euler principle) if: $L_1(V, H) = \frac{\partial \Psi}{\partial V} - \frac{\partial \Phi}{\partial H} = 0$ (6)

The partial derivatives from (6) will be obtained as derivatives by V , respectively by H , of Ψ and Φ obtained from (5), resulting:

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial \Psi}{\partial V} &= \frac{-g}{V^2(P-X)^2} \left[P - X + V \left(\frac{\partial P}{\partial V} - \frac{\partial X}{\partial V} \right) \right] \\ \frac{\partial \Phi}{\partial H} &= \frac{-1}{(P-X)^2} \left[\frac{\partial P}{\partial H} - \frac{\partial X}{\partial H} \right] \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

Introducing the partial derivatives (7) in relation (6), we obtain:

$$\frac{V^2}{g} \left[\frac{\partial X}{\partial H} - \frac{\partial P}{\partial H} \right] + V \left[\frac{\partial P}{\partial V} - \frac{\partial X}{\partial V} \right] + P - X = 0 \quad (8)$$

The drag force in the case $\partial A / \partial V = \partial B / \partial V = 0$ is given by expression [1]:

$$X = AV^2 \Delta + \frac{Bm^2}{V^2 \Delta}, \quad (9)$$

which offers the following expressions for the its partial derivatives:

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial X}{\partial V} &= 2AV\Delta - \frac{2Bm^2}{V^3 \Delta} \\ \frac{\partial X}{\partial H} &= -\gamma AV^2 \Delta + \gamma \frac{Bm^2}{V^2 \Delta} \end{aligned} \right\} \quad (10)$$

For the $\partial X / \partial H$ was used the expression: $\Delta(H) = e^{-\gamma H} \Rightarrow \frac{d\Delta}{dH} = -\gamma e^{-\gamma H} = -\gamma \Delta$.

In the case of an ideal aero-reactive engine, the thrust is expressed by [2]:

$$P = \chi_1 \beta_m V \left(1 - \frac{V}{V_s} \right) \quad (11)$$

with the following partial derivatives:

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial P}{\partial V} &= \chi_1 \beta_m \left(1 - \frac{V}{V_s} \right) \\ \frac{\partial P}{\partial H} &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (12)$$

By introducing the expressions (9)...(12) in the equation (8) and adequate arrangement, we obtain the following 2nd degree equation in Δ :

$$\Delta^2 - \frac{\chi_1 \beta_m V \left(2 - 3 \frac{V}{V_s} \right)}{AV^2 \left(3 + \frac{V^2}{g} \gamma \right)} \Delta - \frac{Bm^2 \left(1 + \frac{V^2}{g} \gamma \right)}{AV^4 \left(3 + \frac{V^2}{g} \gamma \right)} = 0 \quad (13)$$

From equation (13) we obtain the value of air density Δ (which ensures the minimum condition $L_1 = 0$) as a function of flight velocity V and, consider-

ing also the relation: $H = -\frac{1}{\gamma} \ln \Delta$, we can trace

the diagram $H = H(V)$ according to the condition $L_1(H, V) = 0$ (fig. 1).

In the general case, the curve $L_1 = 0$ does not reach the initial point 1 and the final point 2.

If the initial point 1 is located on the right side of the curve $L_1 = 0$, in order to bring this point on the curve, the flight velocity should be reduced. This can be realized by an initial climb on a vertical trajectory ($\theta = 90^\circ$). By introducing $\theta = 90^\circ$ in relation (2), we obtain:

$$V' = \frac{dV}{dH} = \frac{1}{V_m} (P - X - mg) \quad (14)$$

Introducing in relation (14) the expressions of thrust P and drag force X given by relation (11) and, respectively, relation (9), we obtain:

$$\frac{dV}{dH} = \frac{1}{V_m} \left[\chi_1 \beta_m \left(1 - \frac{V}{V_s} \right) - AV^2 \Delta - \frac{Bm^2}{V^2 \Delta} \right] \quad (15)$$

Since the variables H and V cannot be separated, the curve 1-M in fig. 1 can be obtained only by numeric integration of equation (15).

We can calculate the flight time on the section 1-M with the relation (3), in which we introduce $\sin \theta = 1$, resulting:

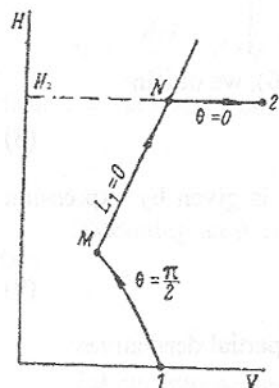


Fig. 1 The optimum solution in coordinates $H - V$ for climbing from altitude H_1 to altitude H_2

$$t_{1-M} = \int_{H_1}^{H_M} \frac{dH}{V} \cong \frac{H_M - H_1}{V_m} \quad (16)$$

where: V_m - average velocity on section 1-M;

H_M - altitude corresponding to point M.

Let's analyze the trajectory section corresponding to arch MN in fig. 1.

From relation: $\frac{dH}{dt} = V \sin \theta$, results:

$$\sin \theta = \frac{dH}{V dt} = \frac{dH}{V} \frac{dV}{dt} = \frac{dV}{V' \cdot V} \quad (17)$$

(17)

Assuming that the flight trajectory corresponding to this section is a straight line ($\theta = \theta_m = \text{const.}$) results then, from relation (17):

$$\theta_m \cong \arcsin \frac{1}{V_m} \frac{\Delta H}{\Delta t} \quad (18)$$

where: $\Delta H = H_2 - H_M$ - altitude increase on section MN;

$\Delta t = t_N - t_M$ - motion time on section MN.

The $\Delta t = t_{MN}$ which appears in expression (18) can be determined with relation (4), considering the expression under the integral as an average value:

$$t_{MN} = m \frac{g + V' \cdot V_m}{V_m (P_m - X_m)} \Delta H \quad (19)$$

On the trajectory section corresponding to arch N-2, because the aircraft flies horizontally ($H = \text{const.}$), we can consider that P and X are constant and equal to their respective average values, which makes the motion to be uniformly accelerated, and the final velocity will be:

$$V_2 = V_N + \frac{P_m - X_m}{m} [t_2 - (t_{1M} + t_{MN})] \quad (20)$$

References: 1. Orlov, B.V., et. al. - "Osnovi proiectirovaniia raketno-priamotocinih dvigatelei", [The basics of direct flux rocket engines / in Russian] Maşinostroenie, Moskva, 1977; 2. Coman, A. - "Procese termogazodinamice specifice sistemelor de propulsie combinate de tip stato-racheta", [Specific thermal and gas-dynamics processes in combined ramjet-rocket propulsion systems / in Romanian] Editura Academiei Tehnice Militare, Bucureşti, 2001.

Статья поступила в редакцию 11.10.2002 г.

SYNTHESIS OF DISCRETE VIBRATING SYSTEMS FIXED WITH DAMPING IN VIEW OF THE THEORY OF GRAPHS

Dymarek A. (Silesian University of Technology, Gliwice, Poland)

This paper concerns formulating and solving the problem of synthesis of vibrating discrete mechanical systems with two – terminal damper. In this paper a method of synthesis to determination of structure and inertial, elastical, damping parameters has been presented. Such task may be classified as a diverse problem dynamics of vibration subsystems.

1. Introduction

Modern machines must comply with increased requirements, concerning, not only their production capability, durability, energy – efficiency and safety, but also quiet and even operation run. These problems should be addressed at the design stage, as they may hinder the performance of the machines, which in turn, may lead to considerable worsening of the working conditions of their operators.

A process of researching the structure of a system, meeting certain conditions, is inverse to the process of analysing it. In other words, it's a synthesis. We should emphasize that the considered problem varies from other issues met in classic mechanics or control theory. The research has been undertaken on the basis of topological methods, developed in scholar environment of Gliwice, and on the basis of algebraical methods closely related to these topological ones – that is, methods of graphs and structural numbers.

Aim of paper is elaboration of new methods of synthesis vibrating discrete mechanical systems with damping represented by graphs and structural numbers. This paper concerns formulating and solving the problem of synthesis of vibrating discrete mechanical systems with damping. Such specified problem required of new methods of synthesis. Weighted pole graphs and structural numbers have been used for this purpose. The problem of the synthesis of longitudinally vibrating discrete mechanical systems with damper has been discussed. The synthesis methods have been illustrated with graphs, assuming various characteristics. It has been provided, that characteristic can be treated as mobility or immobility. The results of all synthesis samples have been compared.

2. The synthesis method of mechanical system with damping

The synthesis of mechanical system with damping to elastic parameters is:

$$b_i = \lambda c_i, \quad (1)$$

where: b_i - damping parametr, c_i - elastic parametr, λ - proportionality factor. Value of parametr h has to be determination with:

$$\lambda = \frac{2h_n}{\omega_{bn}^2} \Rightarrow h_n = \frac{\omega_{bn}^2 \cdot \lambda}{2}, \quad (2)$$

where: h_n - parameter answering for damping of system, having dimension of frequency, $\omega_{b1}, \omega_{b2}, \dots, \omega_{bn}$ - resonance frequencies ($n = 1, 2, 3, \dots, k$).

Having regard to the considered class of discrete systems with periodic movement (discrete vibrating systems with damping) it is necessary to determine the value of proportionality factor which should be selected from the interval:

$$0 < \lambda < \frac{2}{\omega_n}, \quad (3)$$

where: $\omega_n \neq 0$ - max value of resonance frequencies or anti-resonance frequencies.

On the base of the relation (1÷3) it is possible to precise requested dynamic features which the searched system should meet.

1. To take values of resonant and anti-resonant frequencies in case of undamped vibration, i.e.:

$$\begin{cases} \omega_{b1}, \omega_{b2}, \dots, \omega_{bn} - \text{resonance frequencies,} \\ \omega_{z1}, \omega_{z2}, \dots, \omega_{zn} - \text{anti-resonance frequencies.} \end{cases} \quad (4)$$

2. The value of proportionality factor λ has to be determination of Eq.3. The parametr h has to be determination of Eq.2:

$$h_n = \frac{\lambda \omega_{bn}^2}{2} \quad (5)$$

3. The synthesis of mechanical system with damping of proportional to elastic parameters

These requirements it is possible to create the immobility function in form:

$$U(s) = H \frac{d_l s^l + d_{l-1} s^{l-1} + \dots + d_0}{c_k s^k + c_{k-1} s^{k-1} + \dots + c_1 s}, \quad (6)$$

where: l - odd or even numerator order with $l-k=1$, k - denominator order, H - any real positive number.

The assumed requirements of the desired system structure are:

$$\omega_1 = 20 \frac{\text{rad}}{s}, \omega_3 = 33 \frac{\text{rad}}{s} \text{ resonance frequencies,}$$

$$\omega_0 = 0 \frac{\text{rad}}{s}, \omega_2 = 26 \frac{\text{rad}}{s} \text{ anti-resonance frequencies,}$$

$$\lambda = 0.05 s, \quad h_1 = 10 \frac{\text{rad}}{s}, \quad h_2 = 16.9 \frac{\text{rad}}{s}, \quad h_3 = 27.225 \frac{\text{rad}}{s}.$$

These requirements facilitate the creation of a mobility function in a canonical form:

$$V(s) = \frac{1}{H} \frac{s(s^2 + 2h_2s + \omega_2^2)}{(s^2 + 2h_1s + \omega_1^2)(s^2 + 2h_3s + \omega_3^2)} = \frac{1}{H} \frac{s(s^2 + 33.8s + 26^2)}{(s^2 + 20s + 20^2)(s^2 + 54.45s + 33^2)} = \frac{s^3 + 33.8s^2 + 676}{s^4 + 74.45s^3 + 2578s^2 + 43560s + 435600} \quad (7)$$

In the next step, the function subjected to the synthesis is immobility in the following form:

$$U(s) = H \frac{(s^2 + 20^2)(s^2 + 33^2)}{s(s^2 + 26^2)} = H \frac{s^4 + 1489s^2 + 435600}{s^3 + 676s} \quad (8)$$

Furthermore, it is assumed that the synthesised system is fixed at both sides, with $n=2$, which means that the numerator and denominator of characteristics (8) should be multiplied by operator s to create a binary zero, which would signify fixing of the system

$$U(s) = H \frac{s^5 + 1489s^3 + 435600s}{s^4 + 676s^2} \quad (9)$$

Thus inversion of mobility (10) is a starting point to the synthesis of a double-sided fixed system. A precondition of performing the immobility function is that the value of the determined elastic element is in the range

$(0, H \frac{435600}{676})$. For the next step of the discussion it was assumed that $c_1 = H$

644. Applying the algorithm discussed in [5], immobility $U_1(s)$ is derived from (9) which may be now synthesised by means of the continued fraction distribution method described in [2÷6]:

$$U(s) = \frac{H430(s^3 + 676s)}{s(s^3 + 676s)} + \frac{H(s^5 + 1489s^3 + 435600s) - H(644s^3 + 435344s)}{s(s^3 + 676s)} = \frac{H430}{s} + \frac{Hs(s^4 + 845s^2 + 256)}{s(s^3 + 676s)} = \frac{c_1}{s} + U_1(s), \quad (10)$$

where:

$$U_1(s) = \frac{Hs^4 + H845s^2 + H256}{s^3 + 676s} \quad (11)$$

Finally, as a result of the above synthesis, immobility (9) is represented in the form of a continued fraction as:

$$U(s) = \frac{H644}{s} + Hs + \frac{1}{\frac{s}{H169} + \frac{1}{H4s + \frac{H0.379}{s}}} = \frac{c_1}{s} + m_1s + \frac{1}{\frac{s}{c_2} + \frac{1}{m_2s + \frac{c_3}{s}}} \quad (12)$$

It follows from (12) that:

$$c_1 = H644 \frac{N}{m}, c_2 = H169 \frac{N}{m}, c_3 = H0.379 \frac{N}{m}, m_1 = Hkg, m_2 = H4kg,$$

The values of two-terminal networks of damping type are determined on the base of Eq.1, which respectively amount to:

$$b_i = \lambda c_i,$$

The mobility in the form of (7) is consistent with the mobility designated on the basis of a polar graph [1,7] presented in Fig. 1.

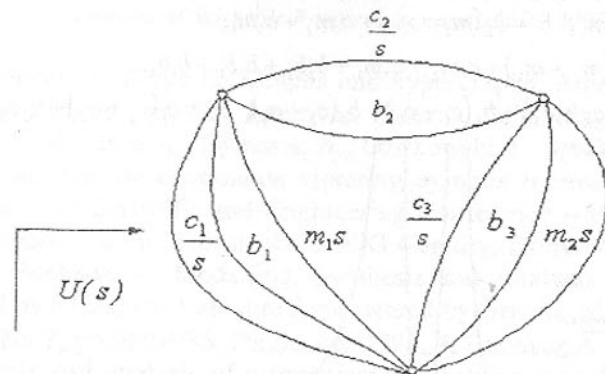


Fig.1. Polar graph as a proposal of performing the inversion of mobility in form (7).

The discrete mechanical system, the graph of which is presented in Fig.1. has the form presented in Fig.2.

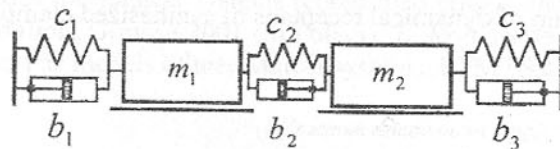


Fig.2. Synthesised mechanical system.

4. Analysis of synthesised system by means the method graphs and structural numbers

The programme of analysis of mechanical systems has been created on the base of graphs method and them connections with structural numbers [1 ÷ 7]. Results of analysis are presented in Fig.3 and Fig.4.

$$Y1 = \frac{\det \frac{\delta A}{\delta [1]}}{\det A} = \frac{-m_2\omega^2 + c_2 + c_3}{\omega^4 A - \omega^2 B + C} \quad (13)$$

where:

$$A = m_1 m_2, B = c_2(m_2 + m_1) + c_1 m_2 + c_3 m_1,$$

$$C = c_1(c_2 + c_3) + c_2 c_3.$$

$$Y_2 = \frac{\det \frac{\delta A}{z} \delta[1]}{\det A} = \frac{-\omega^2 + (b_3 + b_2) \cdot i \cdot \omega + c_2 + c_3}{\omega^4 D - i \cdot \omega^3 E - \omega^2 F + i \cdot \omega G + H} \quad (14)$$

where:

$$D = m_1 m_2, E = b_2(m_2 + m_1) + b_1 m_2 + b_3 m_1,$$

$$F = c_2(m_2 + m_1) + c_1 m_2 + c_3 m_1 + b_2 b_3 + b_2 b_1 + b_1 b_3,$$

$$G = b_1(c_2 + c_3) + b_2(c_1 + c_3) + b_3(c_2 + c_1), H = c_1(c_2 + c_3) + c_2 c_3.$$

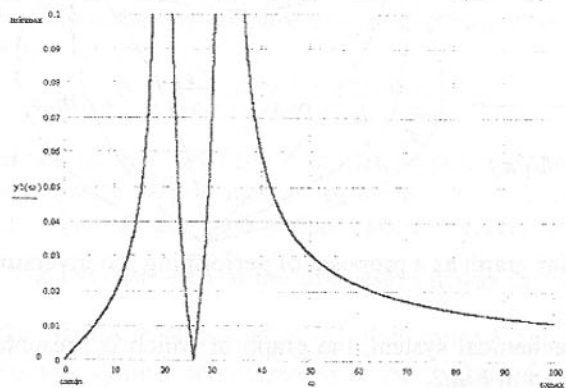


Fig.3 Diagram of dynamical receptans of synthesized clamped systems

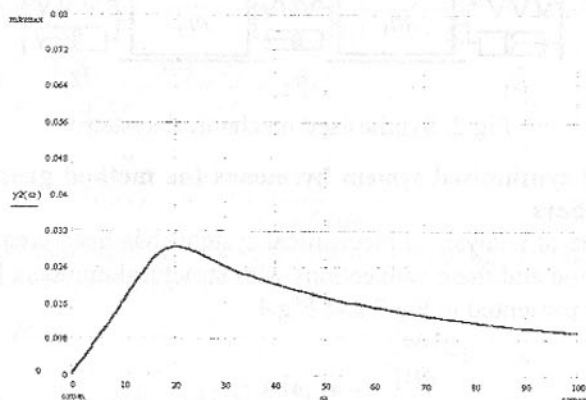


Fig.4 Diagram of dynamical receptans of synthesized clamped systems with damping

5. Conclusion

As a result of damped systems synthesis, when damping is proportional to stiffness, in case of slowness synthesis, systems with cascade and branched structure are received. Received as a result of the synthesis inertial, elastic and damped parameters of the model are not the only ones which meet the assumed requirements referring to resonant frequencies – polars and zeros. Development of synthesis methods gives the possibilities of designing more and more complex mechanical systems with regard to requested dynamic features.

This work has been conducted of the research project No. 7 TO7C 029 23 supported by the Committee of Scientific Research in years 2002 – 2005.

References: 1. Berge C., Graphs and hypergraphs. Amsterdam-London: North Holland Publishing Co, American Elsevier Publishing Co, Inc., New York, 1973. 2. Buchacz A., Dymarek A., Dzitkowski T: Synthesis of discrete, continuous and discrete-continuous vibrating systems represented by graphs. Sixth International Scientific and Engineering Conference - Machine-Building and Technosphere on the Border of the XXI Century, Donetsk 1999, Vol. 3, p. 243-245. 3. Buchacz A., Modelling, Synthesis and Analysis of Bar Systems Characterized by a Cascade Structure Represented by Graphs. Mech. Mach. Theory Vol.30, No 7, pp.969-986, Pergamon, 1995. 4. Buchacz A., red.: Computer aided synthesis and analysis of mechanical subsystems modelled with graphs and structural numbers. ZN Politech. Śląskiej, MECHANIKA 127, Gliwice, 1997 (in Polish). 5. Dymarek A.: The reverse task of vibrating mechanical systems with damping represented by graphs and structural numbers. PhD dissertation, Gliwice 2000 (in Polish). 6. Dzitkowski T., The reverse task of dynamics discrete-continuous mechanical systems represented graphs and structural numbers. PhD dissertation, Gliwice 2001 (in Polish) 7. Wojnarowski J., Graphs and structural numbers as models of mechanical systems, PTMTS, Gliwice, 1977 (in Polish).

Статья поступила в редакцию 30.10.2002 г.

COMPUTER AIDED ANALYSIS OF CONTINUOUS MECHANICAL SYSTEMS WITH DAMPING

Dzitkowski T. (Silesian University of Technology, Gliwice, Poland)

In the paper determination of recurrent formulas, which are used to check results of structural and parametrical synthesis of continuous mechanical systems has been presented. This effect is achieved by an algebraization of the hypergraphs method of modeling vibrating mechanical systems with the method of

structural numbers.

1. Introduction

The presented work concerns building and researching of complex continuous mechanical systems with the aid of graphs and structural numbers [1 ÷ 11]. Model of mechanical systems, described in this way, is treated as the basis for proceeding determination of dynamic characteristic (with special regard to the determination of dynamical flexibility). In spite of the fact that problems of this kind are common in dynamics of vibrating mechanical systems, applying graphs and structural numbers in their solution allows to strike some new hints and helps to meet modern methods of algebraical analysis. It may be helpful in developing further generalization in the research of vibrating, complex mechanical systems, too.

Yet the most important feature of this mathematical interpretation is, that applying a hypergraph aggregation enables us to generate in a simple way a recurrent formula of dynamical flexibility for any regular structures (like a branched structure of a bar). This work is dealing of continuous systems. The character of presented description and algebraisation of it, carried out with the method of structural numbers (in particular applying the determinant function designated on structural numbers), allows to analyse complex, continuous mechanical systems without any need to limit number and variety of their elements while working with electronical technics of calculation.

2. Determination of dynamical flexibility by means of hypergraphs and structural numbers

We have taken consideration a model of longitudinally vibrating beam system. The scheme of the structure has been presented in the Fig.1.

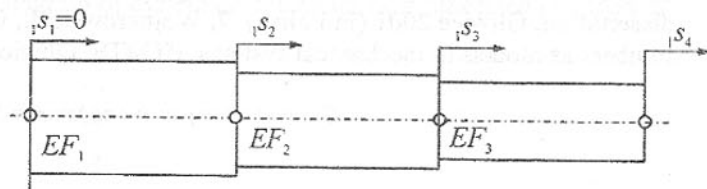


Fig. 1. A model of longitudinally vibrating beam system

For the discussed systems, 3 subsystems of the vertices set in the continuous systems were designated which entails hyper-edge families. The graph of the model has been shown in Fig.2.

To simplify the calculation procedures, the second category graph of the bar system presented in Fig.1 is reduced to a third category graph by aggregation (see Fig.3).

The graph after the aggregation [4 ÷ 7] has been shown in Fig.4.

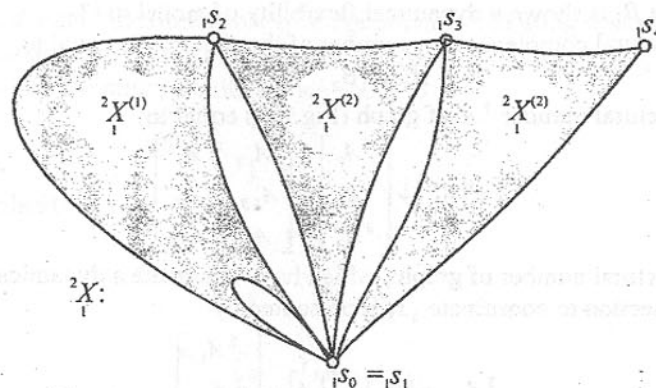


Fig. 2. The weighted second category graph

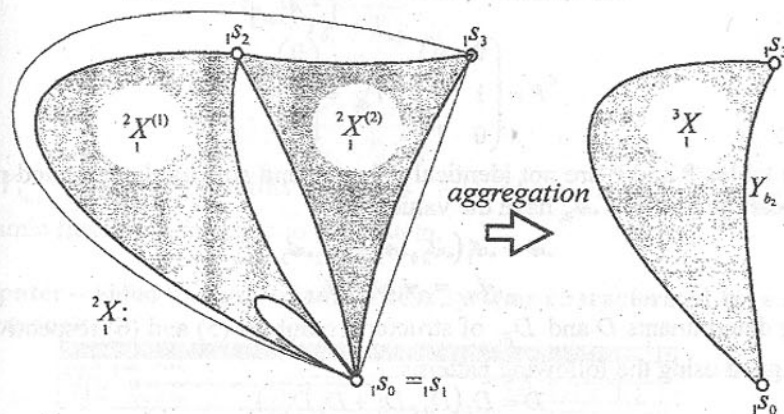


Fig. 3. Aggregation of the second category graph to a third category graph

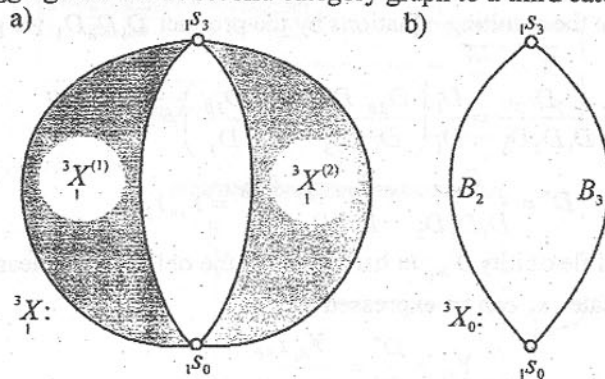


Fig. 4. The weighted third category graph and its skeleton

The edge B_2 is shown a dynamical flexibility of model in [3].
The structural complementary number of the skeleton is equal to

$$A_0^d = [B_2 \quad B_3]. \quad (1)$$

The structural number 3A of graph (Fig.2) is equal to:

$${}^3A = [A_0^d] \downarrow \begin{bmatrix} {}^2A_1 \\ {}^2A_2 \\ {}^2A_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A_1 & A_1 \\ A_{2B} & A_2 \\ A_3 & A_{3B} \end{bmatrix}, \quad (2)$$

The structural number of graph, which have designate a dynamical flexibility in cross - section to coordinate ${}_1s_3$ represented by

$${}^3A_{B_2} = [B_2] \downarrow [{}^3A] = \begin{bmatrix} {}^2A_1 \\ {}^2A_{1B} \\ {}^2A_{3B} \end{bmatrix}. \quad (3)$$

$$P = \begin{pmatrix} 0 & 0 \\ 1 & 0 \\ 0 & 1 \end{pmatrix}, \quad P_{B_2} = \begin{pmatrix} 0 \\ 1 \\ 1 \end{pmatrix}, \quad (4)$$

The tables P and P are not identical columns and structural completed numbers appearing in A and A_{B_2} have the values

$$A = A_1(A_{2B}A_3 + A_2A_{3B}), \quad (5)$$

$$A_{B_2} = A_1A_{2B}A_{3B}. \quad (6)$$

The determinants D and D_{B_2} of structural numbers (5) and (6) respectively, are assigned using the following patterns:

$$D = D_1(D_{2B}D_3 + D_2D_{3B}). \quad (7)$$

$$D_{B_2} = D_1D_{2B}D_{3B}. \quad (8)$$

Next we divide the resulting equations by the product $D_1D_2D_3$ we get following expressions:

$$D' = \frac{D}{D_1D_2D_3} = \frac{D_1}{D_1} \left(\frac{D_{2B}D_3}{D_1D_3} + \frac{D_2D_{3B}}{D_2D_3} \right) = Y_{2B} + Y_{3B}, \quad (9)$$

$$D'' = \frac{D_{B_2}}{D_1D_2D_3} = \frac{D_1D_{2B}D_{3B}}{D_1D_2D_3} = Y_{2B}Y_{3B}. \quad (10)$$

The dynamical flexibility Y_{B_2} in bar, which is the oblong axis measure generalization coordinate ${}_1s_3$ can be expressed as:

$$Y_{B_2} = \frac{D''}{D'} = \frac{Y_{2B}Y_{3B}}{Y_{2B} + Y_{3B}}, \quad (11)$$

where: Y_{3B} is dynamic flexibility bar of longitudinally vibrating system

In the some way, after "sum" next section bar, the accounts are identical with previous. The dynamics flexibility are equal to

$$Y_{B_4} = \frac{Y_{B_2}Y_{4B}}{Y_{B_2} + Y_{4B}}, \quad (12)$$

Finally, is obtained:

$$Y_{B_2} = \frac{Y_{1B}Y_{2B}}{Y_{1B} + Y_{2B}}, \quad (13)$$

$$Y_{B_3} = \frac{Y_{B_2}Y_{3B}}{Y_{B_2} + Y_{3B}}, \quad (14)$$

$$Y_{B_4} = \frac{Y_{B_3}Y_{4B}}{Y_{B_3} + Y_{4B}}, \quad (15)$$

$$\vdots$$

$$Y_{B_{(i+1)}} = \frac{Y_{B_i}Y_{(i+1)B}}{Y_{B_i} + Y_{(i+1)B}}, \quad (16)$$

where: $Y_{B_{(i)}}$ - dynamic flexibility system to i - coordinate number, $Y_{(i+1)B}$ - dynamic flexibility next sum to bar system.

3. Computer - aided analysis of continuous systems characterized by a cascade structure

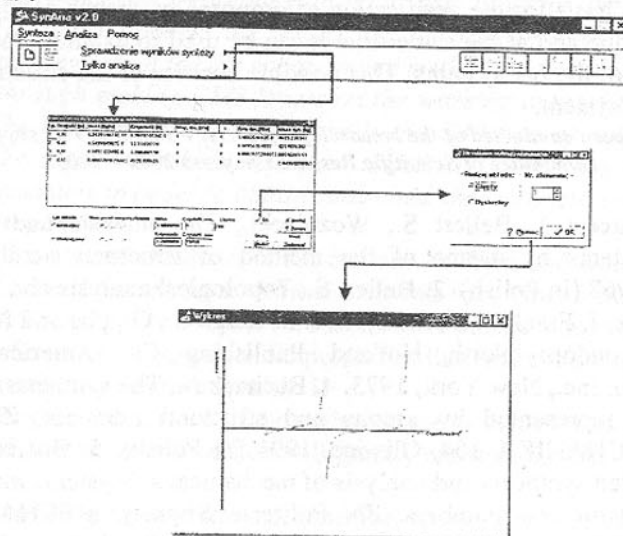


Fig. 5. Structure of the bar system analysis program

Theoretical details of this method are presented in Sec. 2 and [4 + 11]. In this paper, numerical examples of analysis systems with constant segment intersection for $n = 4$ and a cascade structure are provided, by the application of analysis program (Fig 5). Results of analysis are presented in Fig.6.

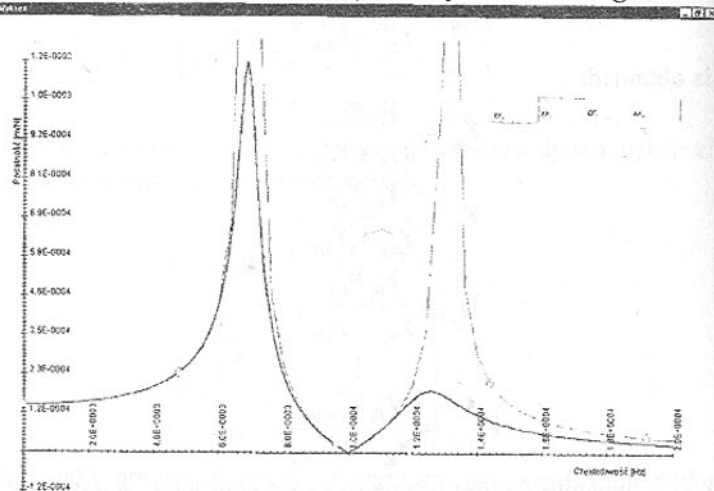


Fig. 6. Diagram of dynamical flexibility of bar system with damping

4. Conclusions

The method of determining the dynamic characteristic presented in this paper forms a basis for the verification of proposed by means of the electronic digital technique and at the same time it can be used to examine more complicated models of the bar systems. This possible because of the structural modifications of the system.

This work has been conducted of the research project No. 7 TO7C 029 23 supported by the Committee of Scientific Research in years 2002 – 2005.

References: 1. Bellert S., Woźniacki., The analysis and sythesis of electrical systems by means of the method of structural numbers, WNT, Warszawa, 1968 (in Polish). 2. Bellert S., Topological analysis and synthesis of linear systems, J. Franklin Institute, 1962. 3. Berge C., Graphs and hypergraphs, Amsterdam-London: North Holland Publishing Co, American Elsevier Publishing Co, Inc., New York, 1973. 4. Buchacz A., The synthesis of vibrating bar systems represented by graphs and structural numbers, ZN Politech. Śląskiej, MECHANIKA 104, Gliwice, 1991 (in Polish). 5. Buchacz A., red.: Computer aided synthesis and analysis of mechanical subsystems modelled with graphs and structural numbers. ZN Politech. Śląskiej, MECHANIKA 127, Gliwice, 1997 (in Polish). 6. Buchacz A., Modelling, Synthesis and Analysis of

Bar Systems Characterised by a Cascade Structure Represented by Graphs. Mech. Mach. Theory, Vol.30, No 7, Pergamon, 1995, pp.969÷986. 7. Buchacz A., Dzitkowski T., Computer aided synthesis of discrete – continuous mechanical systems with represented by graphs, Proceed 4th. International Conference Scientific: Computer Aided Engineering, Kudowa Zdrój, 1998, pp.95 ÷ 104 (in Polish). 8. Buchacz A, Dzitkowski T., Computer aided of reverse task of dynamics of discrete-continuous mechanical systems. Tenth World Congress on The Theory of Machines and Mechanisms, Proceedings, Vol.4, University of Oulu, Filand, 1999, p. 1477-1482. 9. Dzitkowski T., The reverse task of dynamics discrete-continuous mechanical systems represented graphs and structural numbers. PhD dissertation, Gliwice 2001 (in Polish). 10. Wojnarowski J., Graphs and structural numbers as models of mechanical systems, PTMTS, Gliwice, 1977 (in Polish). 11. Wojnarowski J., Application of graphs in analysis of vibration of mechanical systems, PWN, Warszawa-Wrocław, 1981 (in Polish).

Статья поступила в редакцию 30.10.2002 г.

RESEARCHES AND EXPERIMENTAL STUDIES CONCERNING ACTIVE ELEMENTS' HARDENING USED FOR DIES AND MOULDS

Doru B. (University POLITEHNICA of Bucharest, Romania)

The life enhancement of the dies active elements, as well as of all tools used in manufacturing processes, represents an up to date issue for the researches in this field. The paper presents the results and the experimental researches obtained by applying one of the life enhancement methods, namely active elements' hardening through making CMS layers on the working area of the dies active elements. The material of these elements is the G40 type of sintered metallic carbides. The experimental results allow underlying some thus regarding the working parameters in order to obtain controlled characteristics of the layer.

1. Introduction

Carbides are metal alloys, witch contain wolfram and titan carbide in a cobalt bond. The characteristics of these materials recommend them for cutting works (P, M, K quality by ISO) as well as for cold plastic deformation (G quality by ISO). Some physical-mechanic properties that make them useful for cold plastic deformation are shown in table 1.

Applying on the surface of the active elements made up of G40 an extra-hard layer of another metal carbide will greatly enhance the life expectancy of these parts.

The hardening method through electrical spark represents one of the non-conventional hardening methods with favorable effects regarding both im-

provement of physical-mechanic properties as well as manufacture costs of these kinds of materials.

Table 1

| Metal carbide | Physical-mechanic properties | | | |
|---------------|------------------------------|----------------------|----------------------|------------|
| | Micro tough | | Density | Melt point |
| | HV 0.05 | [N/mm ²] | [g/cm ³] | [oC] |
| WC | 1300-2000 | 550 | 15.7 | 2775 |
| TiC | ~3000 | 240 | 4.93 | 3070 |

2. Research Method

Electrical sparks hardening is based on the effect of electrical erosion, which consists in a controlled transfer of material from the tool-electrode (ES) to the part-electrode (EP).

Using one generator of commended electrical impulses ensures the amorsing of one controlled electrical arc that leads to the emergence of plasma microwaves. This is how it is achieved the controlled transfer of the extra-hard material (synterred carbide) from the tool-electrode to the part-tool. The extra-hard material is being applied while keeping a constant distance (h interstitial) between TE and PE.

The tool-electrode moves along with its port-electrode head having a constant speed "v" and at the same time it spins around its own axis with speed "n", in order to achieve an uniform added layer.

3. Experimental results

Experimental researches were carried on a hardening through electrical sparks machine type ELFA 541 made in Bulgaria, using as a tool-electrode the carbide VK20 (cylindrical form $\phi 1 \times 40$), and as part-electrodes 25 pieces of synterred metal carbides, quality G40. During researches the following parameters were varied:

- Electrical
 - I [A] – the intensity of working power;
 - C [μ F] – the capacity of condenser battery;
- Temporal
 - Ti [μ s] – impulse time;
- Technological
 - n [rpm] – electrode speed;
 - v [mm/s] – the deposition speed.

The experimental program, presented in table 2, consisted in successive variation of these 5 parameters, while maintaining constant the others.

It surveyed the influence of these parameters over roughness (Ra), tough-

ness (HV) and thickness of the formed layer (δ).

Table 2

| Group | Process parameters | | | | | | | | | | |
|-------|--------------------|------|------|------|------|-----------|--------------|---------------|---------|----------|-------|
| | Variables | | | | | Constants | | | | | |
| | Exp. | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | C [μ F] | Ti [μ s] | n [rpm] | v [mm/s] | I [A] |
| 1 | I [A] | 3.2 | 6.4 | 9.6 | 12.8 | 16.6 | 0.22 | 5 | 2000 | 0.7 | - |
| 2 | C [μ F] | 0.10 | 0.22 | 0.47 | 0.69 | 1.00 | - | 5 | 2000 | 0.7 | 6.4 |
| 3 | Ti [μ s] | 2 | 5 | 8 | 12 | 20 | 0.22 | - | 2000 | 0.7 | 6.4 |
| 4 | n [rpm] | 1200 | 1600 | 2000 | 2400 | 2800 | 0.22 | 5 | - | 0.7 | 6.4 |
| 5 | v [mm/s] | 0.5 | 0.6 | 0.7 | 0.8 | 0.9 | 0.22 | 5 | 2000 | - | 6.4 |

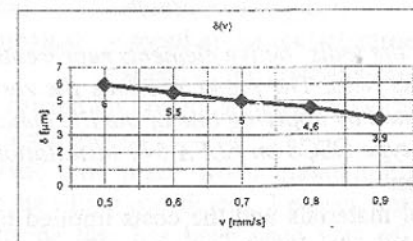
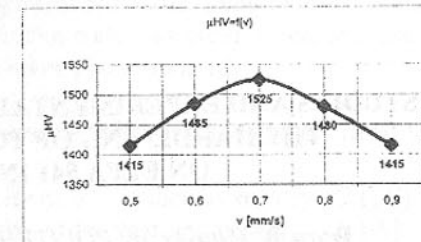
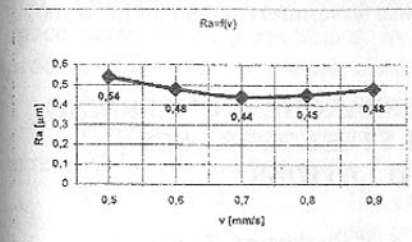
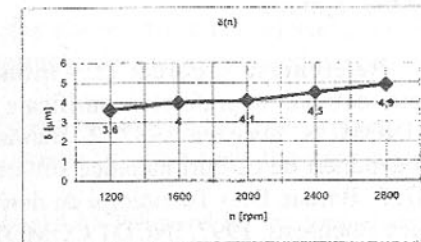
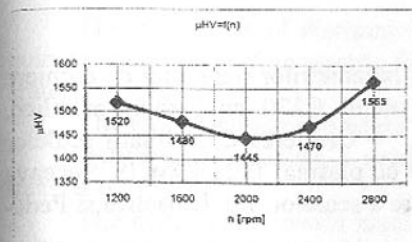
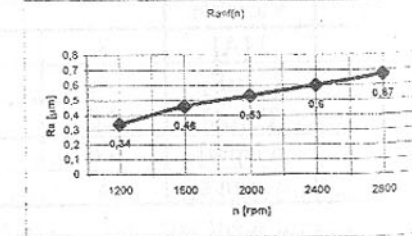
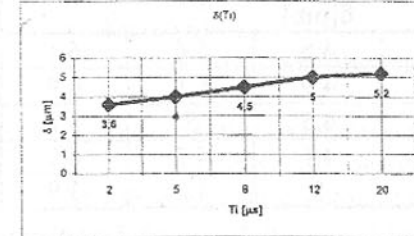
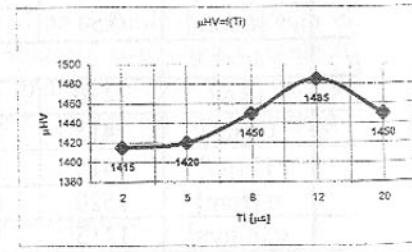
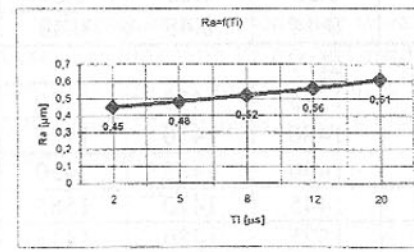
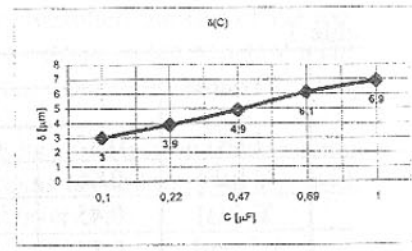
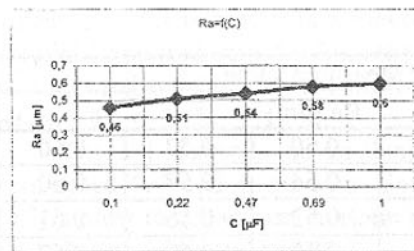
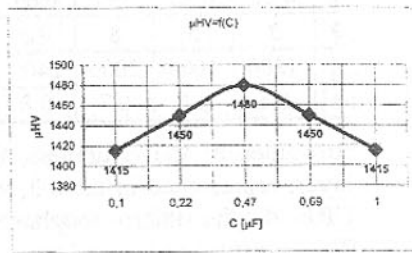
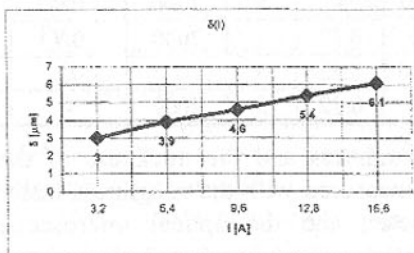
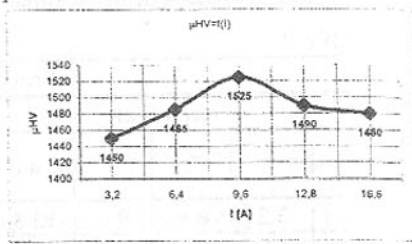
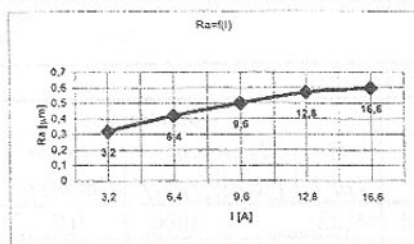
The values of the roughness, the toughness and the thickness of the formed layer, represented in table 3, were measured with the roughness meter TALYSURF 4, the micro toughness meter, and the optical microscope NEOFOT.

Table 3

| Group | Variable | Measured value | | | | |
|-------|---------------|---------------------|------|------|------|------|
| | | Ra [μ m] | | | | |
| 1 | I [A] | 0.32 | 0.42 | 0.50 | 0.57 | 0.60 |
| 2 | C [μ F] | 0.46 | 0.51 | 0.54 | 0.58 | 0.60 |
| 3 | Ti [μ s] | 0.45 | 0.48 | 0.52 | 0.56 | 0.61 |
| 4 | n [rpm] | 0.34 | 0.46 | 0.53 | 0.60 | 0.67 |
| 5 | v [mm/s] | 0.54 | 0.48 | 0.44 | 0.45 | 0.48 |
| Group | Variable | μ HV | | | | |
| 1 | I [A] | 1450 | 1485 | 1525 | 1490 | 1480 |
| 2 | C [μ F] | 1415 | 1450 | 1480 | 1450 | 1415 |
| 3 | Ti [μ s] | 1415 | 1420 | 1450 | 1485 | 1450 |
| 4 | n [rpm] | 1520 | 1480 | 1445 | 1470 | 1565 |
| 5 | v [mm/s] | 1415 | 1485 | 1525 | 1480 | 1415 |
| Group | Variable | δ [μ m] | | | | |
| 1 | I [A] | 3 | 3.9 | 4.6 | 5.4 | 6.1 |
| 2 | C [μ F] | 3 | 3.9 | 4.9 | 6.1 | 6.9 |
| 3 | Ti [μ s] | 3.6 | 4 | 4.5 | 5 | 5.2 |
| 4 | n [rpm] | 3.6 | 4 | 4.1 | 4.5 | 4.9 |
| 5 | v [mm/s] | 6 | 5.5 | 5 | 4.6 | 3.9 |

Based on these measurements of roughness, toughness and the thickness of the formed layer, there could be drawn the dependent graphics between these

functions and the measured variables (see pictures 2, 3, 4, 5, 6).



4. Conclusions

The study of the variation mode of roughness, toughness and thickness of the formed layer leads to the following conclusions:

- The roughness varies ascending monotonous, after a semi-logarithmic curve, corresponding to the growth of the I , C , T_i , n parameters and presents a minimum ($\sim 0.45 \mu\text{m}$) for deposition speeds between (0.7-0.8 mm/s);
- The toughness presents a similar variation to that of roughness with ascending parameters I , C , T_i , n and it decreases almost linear with the increase of deposition speed;
- The thickness of the formed layer varies parabolic with the parameters' variation showing maximal values due to the growth of I , C , T_i , n parameters and minimum values due to the variation of the electrode speed.

Taking into account the purpose of this hardening method, the working parameters can be adequately chosen. For the G40 material on which the VK20carbide was applied, it can be considered that the optimal working regime of the hardening installation is characterized by the following parameters: $I=(6.4\div 12.8)\text{A}$; $C=(0.25\div 0.75)\mu\text{F}$; $T_i=(8-10)\mu\text{s}$; $n=(1200\div 1600)\text{rpm}$;

$v=(0.6\div 0.8)\text{min/s}$.

References: 1. Bardac D. – Influenta parametrilor regimului de aschiere asupra calitatii suprafetelor durificate la otelul C120 cu carburi metalice, TEHNOMUS, Suceava 1987. 2. Bardac D. – Cresterea durabilitatii sculelor prin depuneri de carburi metalice sinterizate cu plasma, TEHNOMUS, Suceava 1987. 3. Bardac D. – Tehnologii de durificare a sculelor, Ed. Didactica si Pedagogica Bucuresti, 1997, INCDT COMOTI

Статья поступила в редакцию 15.10.2002 г.

STUDIES AND EXPERIMENTAL RESEARCHES CONCERNING THE HARDENING OF TOOL STEEL TYPE OSC8 ON ELFA 541 INSTALLATIONS

Doru B. (University POLITEHNICA of Bucharest, Romania)

The life enhancement of the tools' active elements represents an up to date issue for the researches in this field. The paper presents the results and the experimental researches obtained by applying one of the life enhancement methods of hardening the tool steel type OSC8 on ELFA 541 installations.

1. Introduction

High costs of tool materials and the costs implied by the machining required to produce them have lead to the necessity of increasing the durability of cutting tools.

The use of modern technologies (such as electro-plating, ultrasounds and lasers) represents the key to achieving this purpose.

Plating the cutting edges with thin layers of extra-hard materials ensures not only the lengthening of tool life but also the quality of the parts machined with that tool.

Worldwide there has been developed a wide range of installations used for hard materials plating. Among them: TUKADUR – Germany, KARBIDUR – Switzerland, ELFA – Bulgaria, ELITRON – C.I.S. and ARGIDUR –Romania.

The material that has been used in our tests was the tool carbon steel OSC 8 (STAS 1700-80). Normally, tools constructed from this material can operate at cutting speeds of max. 20 m/min and at a working temperature of maximum 250 °C.

2. Research method

The electric spark hardening method is based on the electrical nature erosion effect. Following this emerges the controlled transfer of material from the tool-electrode to the part-electrode.

The emergence of discharges in the shape of plasma microchannels requires the existence of an electric field generated by a commended impulse generator.

The tool-electrode will never come in contact with the part-electrode.

Between them exists a working space "h" in which the hard-material transfer occurs.

The contour that needs hardening will be followed by the tool-electrode and its trajectory needs to be carefully controlled. At the same time the working space needs to be preserved at its optimum value in order to ensure that the process of forming the plasma channels takes place smoothly.

3. Experimental researches

To ensure the quality of the process the following parameters need to be carefully determined and controlled:

- | | | |
|--------------------|---|------------|
| 3.1. Electrical | - the capacity of the condenser battery | C [μF] |
| | - the intensity of the working power | I [A] |
| 3.2. Temporal | - duration of impulse | Ti [μs] |
| 3.3. Technological | - speed of the tool-electrode | n[rpm] |
| | - speed of the applying process | v [mm/sec] |

Tests will be carried on previously cleaned surfaces. This is done to ensure the lack of any apparent cracks.

The experiments took place while maintaining constant the electrode power (U=98V) and the filling coefficient. 2 passes were realized.

The tool-electrode that has been used was of VK20 type, cylindrical shape, 40 mm length.

25 pieces of OSC 8 grounded blanks were used and hard material was applied on them at different working parameters. The 25 blanks were divided in 5 groups, 1 parameter being changed at every group while the others were maintained constant.

Following the measuring of roughness and thickness of applied layer charts have been drawn according to each parameter.

The first 5 blanks were machined at the following parameters:

$I=3,2\text{ A} / 6,4\text{ A} / 9,6\text{ A} / 12,8\text{ A} / 16\text{ A}$.

$C=0,22\text{ }\mu\text{F}$, $Ti=5\text{ }\mu\text{s}$, $n=2000\text{ rpm}$, $v=0,7\text{ mm/sec}$.

For the next 5 blanks the capacity of the condenser battery was varied:

$C=0,1\text{ }\mu\text{F}$, $C=0,22\text{ }\mu\text{F}$, $C=0,47\text{ }\mu\text{F}$, $C=0,68\text{ }\mu\text{F}$, $C=1\text{ }\mu\text{F}$.

$I=6,4\text{ A}$, $Ti=5\text{ }\mu\text{s}$, $n=2000\text{ rpm}$, $v=0,7\text{ mm/sec}$.

The 11...15 blanks were hardened varying the duration of impulse Ti:

$Ti=3\text{ }\mu\text{s}$, $Ti=5\text{ }\mu\text{s}$, $Ti=8\text{ }\mu\text{s}$, $Ti=12\text{ }\mu\text{s}$, $Ti=20\text{ }\mu\text{s}$.

$C=0,22\text{ }\mu\text{F}$, $I=6,4\text{ A}$, $n=2000\text{ rpm}$, $v=0,7\text{ mm/sec}$.

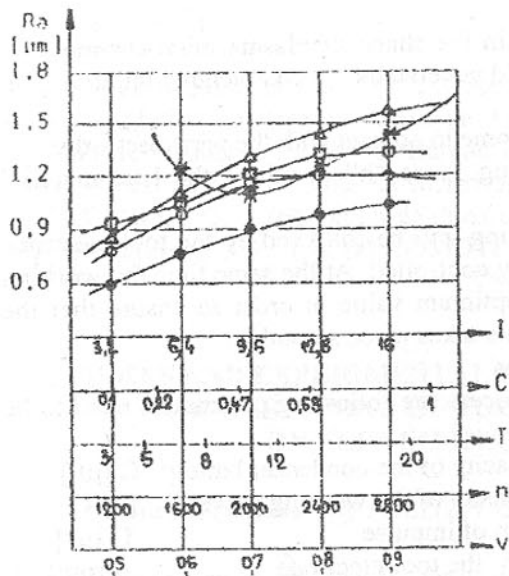


Fig. 1. The influence of the work parameters on roughness of the surface

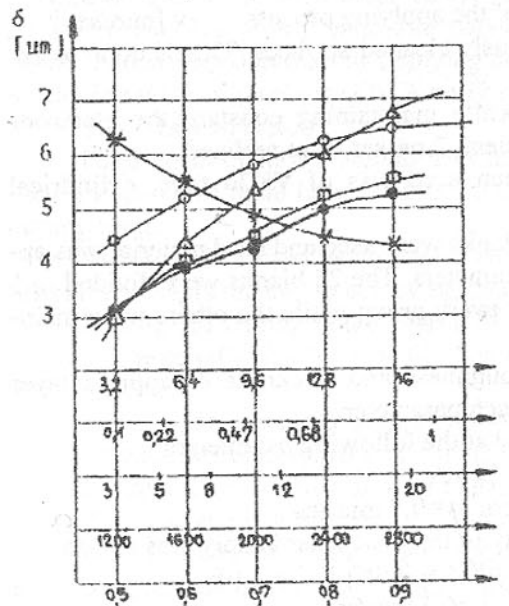


Fig. 2. The influence of the work parameters on thickness of the added layer

The blanks 16...20 were hardened varying the rpm "n":
 $n=1200 \text{ rpm}$, $n=1600 \text{ rpm}$, $n=2000 \text{ rpm}$, $n=2400 \text{ rpm}$, $n=2800 \text{ rpm}$.
 $Ti=5\mu\text{s}$, $C=0,22 \mu\text{F}$, $I=6,4 \text{ A}$, $v=0,7 \text{ mm/sec}$.
 The blanks 16...20 were hardened varying the speed of the tool-electrode "v":

$v=0,5 \text{ mm/sec}$, $v=0,6 \text{ mm/sec}$, $v=0,7 \text{ mm/sec}$, $v=0,8 \text{ mm/sec}$, $v=0,9 \text{ mm/sec}$
 $n=2000 \text{ rpm}$, $Ti=5\mu\text{s}$, $C=0,22 \mu\text{F}$, $I=6,4 \text{ A}$.
 The thickness of the added layer was determined with an optic microscope (500*).

The following charts show the influence of the 5 parameters over the roughness and the thickness of the added layer.

4. Conclusions

The results obtained following extensive testing lead to these optimised working parameters:

$U=98 \text{ V}$
 $I=6,4-9,6 \text{ A}$
 $C=0,15-0,3 \mu\text{F}$
 $n=1700-1900 \text{ rpm}$
 $Ti=4-6 \mu\text{s}$
 $v=0,5-0,7 \text{ mm/s}$

References: 1. Bardac D. - "The influence of working parameters over the quality of hardened surfaces at C120 steel with synterred carbides", TEHNOMUS, Suceava, 1987. 2. Bardac D. - "Increasing the tool life of cutting tools by depositing metal carbides synterred with plasma", TEHNOMUS, Suceava, 1987. 3. Bardac D. - "Tehnologii de durificare a sculelor", Ed. Didactica si Pedagogica Bucuresti, 1997, INCDT COMOTI

Статья поступила в редакцию 04.10.2002 г.

STUDIES AND RESEARCHES REGARDING THE TECHNOLOGICAL ASPECTS DURING THE MANUFACTURING OF INNER THREADS BY FORMING

Doru B. (University POLITEHNICA of Bucharest, Romania)

There were shown the influence on the inner threading process by cold forming of several technological factors like: the type of lubrication in use, the method of cooling (inner and outer), the manufacturing conditions etc. There were watched the following process parameters: the heat given off during the process and the couple needed for threading.

1. Introduction

Both from the specialized literature and from the previous experiences, we could see that during the forming of inner threads it is very important to exist a continuous film of lubricant between the taper's edges and the new edges of the material.

It comes out that together with the breaking of the lubricant film appears the gripping of the taper, that that can had even to the taper's breaking. That's why, for a good threading, the technical aspects of method should be studied.

2. Experimental conditions

The experiments were made in respect with the following conditions

- the device used for the experiments is the one shown in the detail paper [3]
- the tested tool was a taper P7/8" having the following characteristics:
 - $d = 30,57 - 8,07$ mm
 - $d_2 = 28,69 - 8,04$ mm
 - $d_1 = 27,61 - 8,12$ mm
 - $p = 2,54$ (10 steps/inch)

The tool was made of high speed steel for tools Rp3 STAS 7382-88 having the following characteristics:

- chemical composition

Table 1

| C | Mn max. | Si | Cr | Mo max. | W | V | Co | Ni max. | P max. |
|-----------|---------|-----------|-------|---------|-----------|---------|----|---------|--------|
| 0,7...0,8 | 0,45 | 0,2...0,4 | 36÷44 | 0,6 | 17,5÷19,5 | 1,0÷1,4 | - | 0,40 | 0,0025 |

- hardness

- 63 HRC for the active zone
- 38 HRC for the tail

- the material which was threaded was cut at several lengths (40, 50, 70 mm) from a brass round bar STAS 291-88 having the diameter of 60 mm with the following characteristics:

- chemical composition

Table 2

| Mark | Cu | Zn | Pb | Fe | Mn | Al | Sn | Density Kg/dm ³ |
|---------------------|-------|------|------|-----|------|------|------|----------------------------|
| CuZn ₂ O | 79÷81 | Rest | 0,05 | 0,1 | 0,05 | 0,02 | 0,05 | 8,7 |

- $\sigma_r = 33$ daN/mm²; $A = 60\%$; $HB = 65$ daN/mm²

- the cooling-lubrication liquid – P4Cl oil STAS 10362-89 having the following characteristics:

- density at 15^o C 0,91 g/cm³
- kinematic viscosity at 50^o C 12,0 cSt
- conventional viscosity at 50^o C 1,8^oE

- inflammability point 140^o C
- sulphum content 1,8 %
- maximum charge without welding 700 daN

The method of cooling-lubrication: through the tool, directly into the working area.

- the dimensions of the parts to be threaded

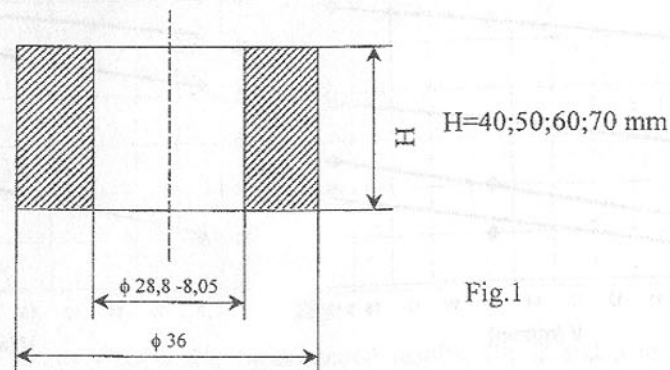


Fig.1

- the forming parameters

- number of rotations for the part: 100; 160 and 200 r.p.m.
- forming speed: 9,58; 15,33 and 19,16 m/min

3. Experimental results

Table 3

| Forming speed m/min | L=40mm | | L=50mm | | L=60mm | | L=70mm | |
|---------------------|--------|--------------------|--------|--------------------|--------|--------------------|--------|--------------------|
| | Torque | Temperature growth | Torque | Temperature growth | Torque | Temperature growth | Torque | Temperature growth |
| 9,58 | 128 | 50,4 | 130 | 66,1 | 138 | 71,5 | 149 | 75,3 |
| 15,33 | 130 | 57,7 | 135 | 70,2 | 142 | 74,1 | 152 | 76,2 |
| 19,16 | 135 | 60,6 | 138 | 73,8 | 144 | 76,2 | 154 | 78,2 |

Table 4

| Thread length | V=9,58 m/min | | V=15,33 m/min | | V=19,16 m/min | |
|---------------|--------------|--------------------|---------------|--------------------|---------------|--------------------|
| | Torque | Temperature growth | Torque | Temperature growth | Torque | Temperature growth |
| 40 | 128 | 50,4 | 130 | 57,7 | 135 | 60,6 |
| 50 | 130 | 66,1 | 135 | 70,2 | 138 | 73,8 |
| 60 | 138 | 71,5 | 142 | 74,1 | 144 | 76,2 |
| 70 | 149 | 75,3 | 152 | 76,2 | 154 | 78,2 |

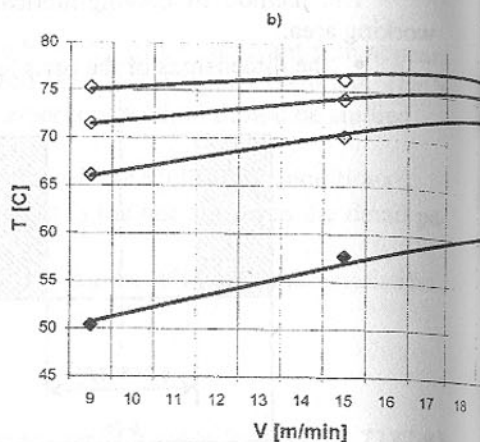
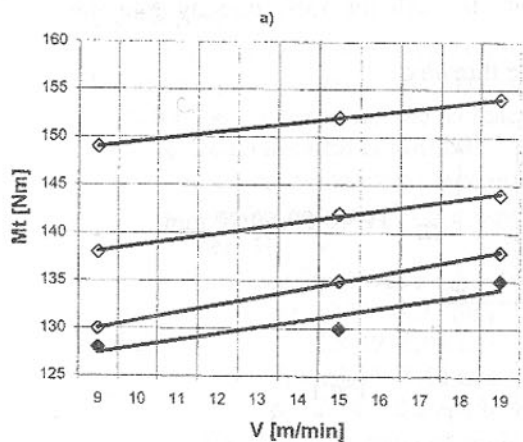


Fig. 2

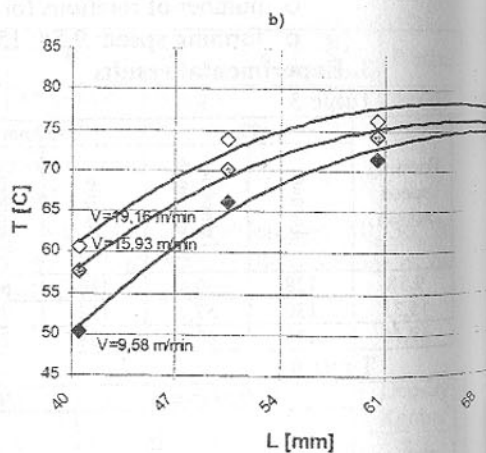
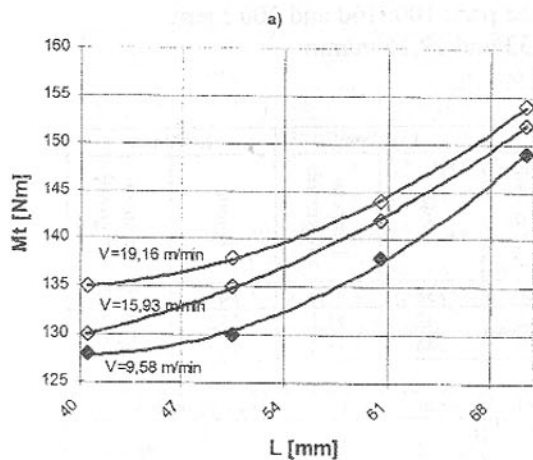


Fig. 3

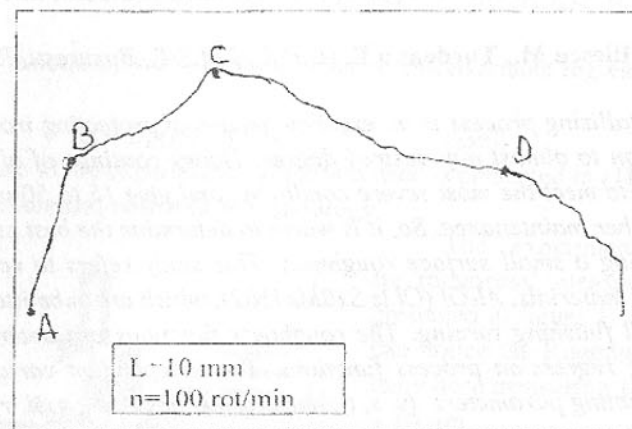


Fig. 4

Tables 3 and 4 show the experimental results, fig. 2 and 3 show their graphical representation and fig. 4 shows the torque variation with the taper length penetration in the part to be threaded.

4. Conclusions

The conclusions are the following:

- the working speed does not affect, but only a little, the torque value needed for threading
- the working speed affects the temperature of the tool. As in fig. 2, 3 the growing speed, the growing temperature
- in fig. 4 A=the starting point of threading, when the first spiral of the taper starts working. B is the moment when the whole forming part is in the threaded hole and D is the moment of the last spiral getting out the hole. On the graphic we can see that the torque continues to grow when the taper is fully the threaded hole (BC zone).

References: 1. Popescu Iulian – Threading 2. Andreicikov C. – Resbî Roskatnikov, Maşinostroenie 1984 3. Bardac D., Muşat C. – Studies and experimental researches regarding inner threads manufacturing by cold forming, CNMU '94, UPB 4. Bardac D. – Tehnologii de fabricare a filetelor prin deformare plastica la rece, Ed. Universitaria Craiova 2000

Статья поступила в редакцию 17.10.2002 г.

RESEARCHES ON SURFACE'S ROUGHNESS OF A THERMAL SPRAYED ALUMINIUM ALLOY

Hiescu M., Turdeanu E. (U.P.B., I.M.S.T., București, Romania)

The metallizing process is an excellent means of protecting iron and steel from corrosion to almost any desired degree. Heavy coatings of aluminium can be applied to meet the most severe conditions and give 15 to 50 years life without any further maintenance. So, it is worth to determine the best cutting conditions for having a small surface roughness. This study refers to romanian thermal sprayed materials, Al-O1 (O1 is S10Mn1Ni2), which are submitted to exterior cylindrical finishing turning. The roughness functions are determined as multivariable regression process functions. The independent variables considered were: cutting parameters (v, s, t), nose radius of cutting tool, r , wear of cutting tool, VB .

1. Introduction

In metallizing process pure or alloyed metal is melted in a flame and atomized by a blast of compressed air into a fine spray which builds up onto a surface that was previously prepared.

In turning the thermal sprayed coatings, specially those used for corrosion protection, it is important to know all the factors that influence surface's roughness, because the smaller the roughness the better protection.

2. Research method

A cutting process taking place in a certain technological system is defined by variables connected through relations such as:

$$Y = \Gamma(X_1, X_2, \dots, X_j, \dots, X_k) \quad (1)$$

called process functions, where $X_j, j = 1, 2, \dots, k$, are independent process variables; Y is dependent process variable; and Γ is the type of dependence relation.

Independent process variables: material being studied (MP) – aluminium alloy Al-O1 (where O1 is S10Mn1Ni2), which initially wire, was thermal sprayed with electric arc on the cylindrical external surface of the samples, the thickness of the obtained layer being $2,5 \div 3$ mm; machining procedure – external cylindrical turning with constant cutting speed and feed; cutting tool (SA) – tools with changeable cutting plates, romanian made by metallic carbides, conventionally called K10; cutting parameters – there were considered: speed v , feed s and depth t ; machine-tool – is SN 500 \times 1500 lathe, with device for counting the main spindle's rotations; cooling fluid – not used.

Dependent process variables: surface roughness – evaluated by R_a parameter, which is determined related to the medium line parallel to feed's direction.

Process functions: – will be determined as multivariable regression functions:

$$R_a = R_a(MP, SA, v, s, t, U) \quad [\mu m] \quad (2)$$

and the structure of the experimental programs used is presented in [1].

3. Experimental research methodology

The experimental stand for roughness' measurement, is presented in figure 1, where one can notice the Rugomas apparatus whose measuring field is $0,1 \div 30 \mu m$.

The calculus programs used for determining the regression functions were: Regs – program for determining polynomial multivariable regression functions; CurvePlots – program which plots 3D curves obtained by defining the mathematical relation and the variation field of variables.

4. Process functions related to surface's roughness

Experimental data

The experimental program used is presented in table 1 and an example of experimental data in table 2.

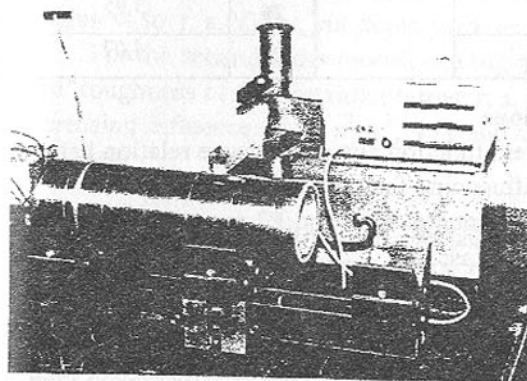


Fig.1. Experimental stand for roughness' measurement

Table 1 – Experimental program

| MP | v [m/min] | | | s [mm/rot] | | | t [mm] | | | r [mm] | | | VB [mm] | | | Exp. prog. |
|-------|-----------|-----|-----|------------|------|------|--------|------|-----|--------|-----|-----|---------|------|------|------------------|
| | (-1) | (0) | (1) | (-1) | (0) | (1) | (-1) | (0) | (1) | (-1) | (0) | (1) | (-1) | (0) | (1) | |
| Al-O1 | 135 | 214 | 340 | 0,08 | 0,11 | 0,16 | 0,15 | 0,21 | 0,3 | 0,4 | 0,8 | 1,2 | 0 | 0,14 | 0,28 | P2.1 P2 P3 |

Table 2 – Experimental data

| MP | Exp. no. | R _a [μm] | MP | Exp. no. | R _a [μm] |
|-------|----------|---------------------|-------|----------|---------------------|
| Al-OI | 1 | 4,33 | Al-OI | 16 | 3,92 |
| | 4 | 7,35 | | 18 | 4,55 |
| | 6 | 5,02 | | 20 | 4,13 |
| | 8 | 7,44 | | 22 | 3,08 |
| | 10 | 2,95 | | 24 | 3,38 |
| | 12 | 3,85 | | 26 | 3,95 |
| | 14 | 2,71 | | 28 | 4,07 |

Surface's roughness functions

It is called surface's roughness function any dependence relation between the surface's roughness and the influencing factors MP, SA etc.

With Regs program and experimental P2.1 and P2 programs, there were determined functions, for U = VB = 0, as:

$$R_a = A_0 \cdot v^{A_1} \cdot s^{A_2} \cdot t^{A_3} \cdot A_4^r \tag{3}$$

and

$$R_a = a_0 + \sum_{i=1}^k a_i z_i + \sum_{i=1}^{k-1} \sum_{j=i+1}^k a_{ij} z_i z_j + \sum_{i=1}^k a_{ii} z_i^2 \tag{4}$$

With Regs program and experimental P3 programs, there were determined functions as:

Table 3 – Expressions of durability functions and q_j indicators

| MP | Function | q _j , indicator | | | | |
|-------|----------|--|--|--|---------------------------------|--------------------------------------|
| | | $q_v = \left(\frac{v_{max}}{v_{min}}\right)^{a_1}$ | $q_s = \left(\frac{s_{max}}{s_{min}}\right)^{a_2}$ | $q_t = \left(\frac{t_{max}}{t_{min}}\right)^{a_3}$ | $q_r = (A_4)^{r_{max}-r_{min}}$ | $q_{VB} = (A_5)^{VB_{max}-VB_{min}}$ |
| Al-OI | 1 | 1,210 | 1,422 | 0,960 | 0,548 | - |
| | 2 | 1.191 | 1,391 | 1,001 | 0,565 | 1,344 |
| | 1 | $R_a = e^{1,915} \cdot v^{0,206} \cdot s^{0,508} \cdot t^{-0,059} \cdot (0,472)^r$ | | | | |
| | 2 | $R_a = e^{2,005} \cdot v^{0,189} \cdot s^{0,476} \cdot t^{0,002} \cdot (0,490)^r \cdot (2,875)^{VB}$ | | | | |

$$R_a = A_0 \cdot v^{A_1} \cdot s^{A_2} \cdot t^{A_3} \cdot A_4^r \cdot A_5^{VB}, \tag{5}$$

for U = VB ≠ 0.

Expressions of the obtained functions and the q_j indicators are presented in table 3.

5. Conclusions

For evaluating surface's roughness it was studied the R_a parameter.

All functions R_a are adequate (R* < 1).

The independent variables studied have decreasing influence on surface's roughness so: r, s, VB, v; but depth parameter, t, has no influence.

For the second order model, see (4), there is decreasing influence on surface' roughness of the first order terms: r, s, v, t; but the second order terms have decreasing influence: r², t², s², v², v · s and all the other terms have insignificant influence.

References: 1. Iliescu M., Researches on quality and machinability of thermal sprayed coatings, 2000, "POLITEHNICA" University of Bucharest 2. Ingham H.S., Shepard A.P., METCO Metallizing Handbook, 1951, Metallizing Engineering Co. 3. Ingham H.S., Shepard A.P., METCO Flame Spray Handbook, 1969, vol. I, II, III Metco Inc.

Статья поступила в редакцию 25.10.2002 г.

TECHNOLOGY OF EDM FINISHING AIDED BY ULTRASONICS FOR EXTENDED SURFACES

Marineşcu N.I., Ghiculescu D., Bardac D. (U.P.B., Bucharest, Romania)

The paper deals with a technology of electrodischarge machining finishing aided by ultrasonic longitudinal vibrations of electrode-tool (EDM+US) dedicated to extended surfaces. This implies that cross dimensions of electrode-tool necessary to machine such surfaces are greater than λ/4, where λ is the wavelength of ultrasonics corresponding to ultrasonic speed in electrode material.

1. Introduction: In our previous researches, we studied the technological potential of EDM+US combined technology using both commanded [1] and relaxation pulses [2]. The dimensions of the cross section of the electrode were reduced (φ 30 mm), lower than λ/4, where λ is the ultrasonic wave length corresponding to ultrasonic speed in electrode material, so the vibrations of electrode could be considered longitudinal [3]. There are some fields like

injection molds that require large surfaces, which could be finished using electrodes with greater dimensions. Therefore the present finishing technology was carried on with tools of 80 mm diameters (greater than $\lambda/4$) and as a result, the *transversal* ultrasonic vibrations appeared with specific consequences presented below.

2. Experimental technique: The equipment comprised a Charmilles D4 machine (fig. 1) machining with *commanded* and *relaxation* (dependent) pulses. The ultrasonics (US) generator had a consumed power (P_{cUS}) up to 400 W and a vibration frequency (f_{us}) of 19...21 kHz. It was used a piezo-electric (PZT) sandwich transducer and a stepped acoustic horn of half wavelength.

The workpieces were of C120 steel and the material of the electrode-tool was Cu 99.5 (fig. 1). The initial roughness of the surfaces to be machined was $R_a = 0.6 \mu\text{m}$ and of the frontal surface of the electrode tools, $R_a = 0.5 \mu\text{m}$. In order to facilitate the roughness measurements, the shape of the electrode was simple cylindrical.

The dielectric liquid was P3 oil, the most used in Romania for EDM, which has a density $\rho = 840 \text{ kg/m}^3$ and a kinematic viscosity $2.2 \text{ to } 3 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$ at 37.8°C .

Dielectric flushing was side type with a pressure $p_i = 0.04 \text{ MPa}$ (fig. 1). Taking account of the great frontal surface of the electrode and of very small working gap, this kind of machining can be considered without flushing for some machined zones.

The input technological parameters were selected to satisfy six optimization conditions [4]: (a) the condition of EDM process stability; (b) the condition of maximizing the size of the interelectrode gap (the servo parameter S_v at minimum value); (c) the condition of cavitation; (d) the condition of resonance; (e) the condition of minimizing the discharge energy; (f) the condition of maximizing the number of discharges within an ultrasonic oscillation period T_{US} (at commanded pulses).

3. Results and discussion: As we already mentioned, working with such cross dimensions of tool determines transversal ultrasonic vibrations with the following effects of this mixed vibration mode:

a) the energy assigned for longitudinal vibrations is reduced as a result of additional transversal ones, which led us to raise the supply power of the acoustic head in order to produce cavitation;

b) the cavitation phenomena occur also in the side gap due to transversal vibrations, contributing to evacuation improving of EDM products in case of deeper machinings;

c) the side gap is increased because of the transversal oscillations;

d) the low energy of the longitudinal vibration is compensated by the increased number or the cavitation nuclei in the frontal gap because of the

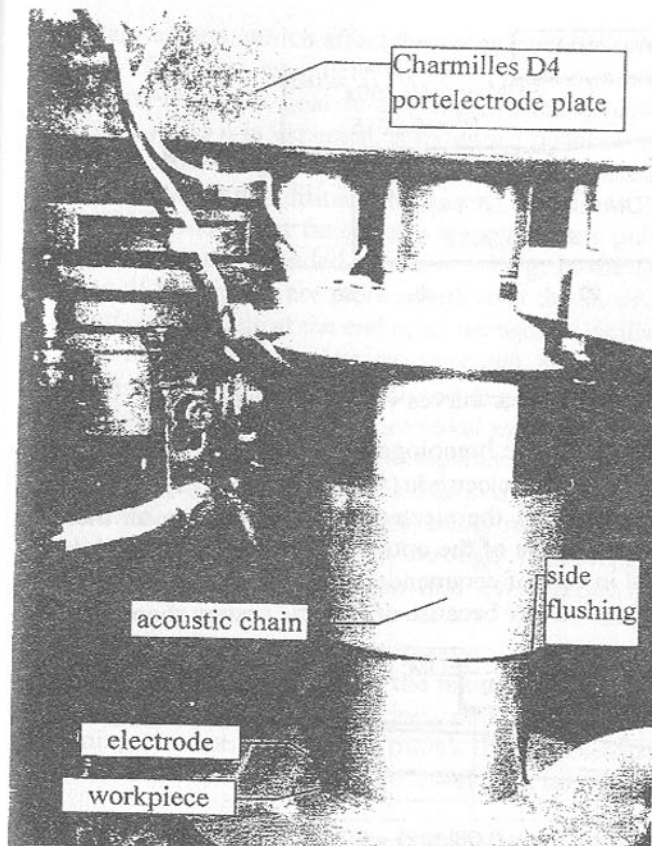


Fig. 1. Equipment for extended surfaces machining
pass the cavitation threshold in P3 dielectric in our working conditions.

extended surface of the electrode [4].

e) another secondary effect appearing in these working conditions is the condenser effect specific in case of relaxation pulses; this phenomenon limits the surface size to be finished because of the cumulated energy from the condenser created by the frontal surfaces of the electrode and workpiece, which could damage the roughness of machined surface [5].

After some successive adjustments, it was found the optimized value $P_{aUS} = 35 \text{ W}$ for the machining with relaxation pulses as a minimum to over-

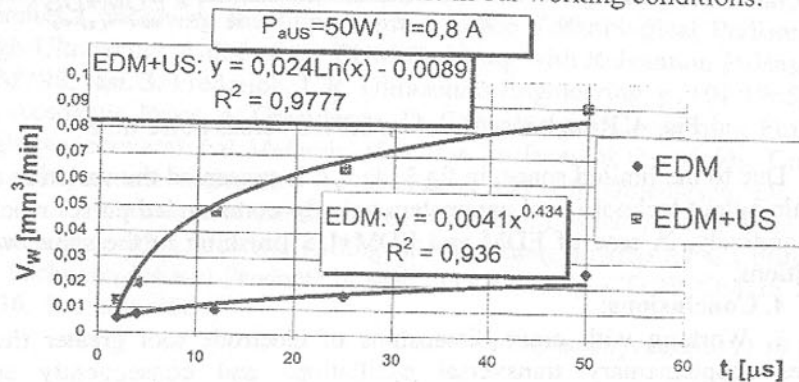


Fig. 2. Machining rate variation curves versus pulse time

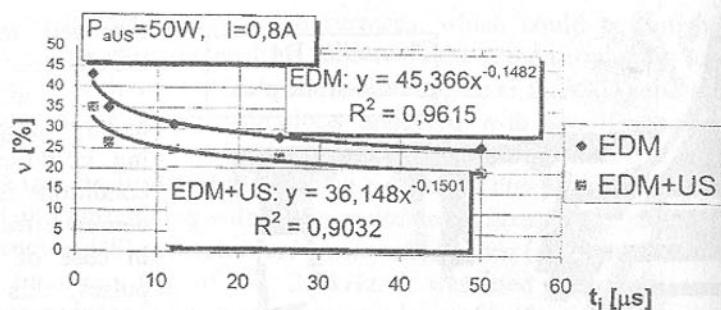


Fig. 3. Volumetric relative wear curves versus pulse time

Comparing this value with the homologous one, $P_{aUS} = 5$ W, obtained at the tests with reduced surface of the electrode ($\phi = 30$ mm) [1], [2], it is apparent that in case of extended surface of the electrode, it is necessary an increased value to produce cavitation because of the outflows through transversal oscillations. We also noticed that in case of commanded pulses, it was needed a greater active ultrasonic power, $P_{aUS} = 50$ W because of specific craters shapes [4].

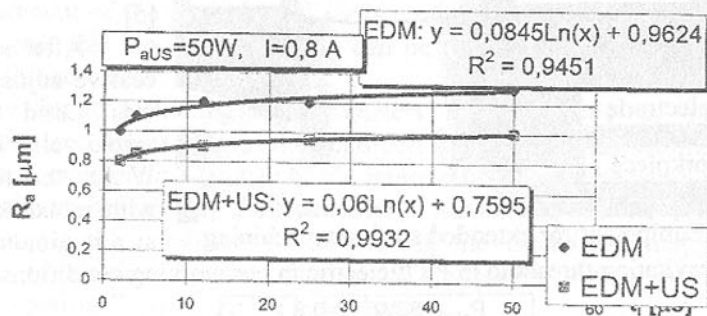


Fig. 4. Roughness variation curves versus pulse time

Due to the limited space, in fig.3, 4, 5, it is presented the variation curves of main output technological parameters only for commanded pulses machining comparatively, in case of EDM and EDM+US finishing in the same working conditions.

4. Conclusions:

1. Working with cross dimensions of electrode tool greater than $\lambda/4$ creates supplementary transversal oscillations and consequently specific

secondary effects, which affect the optimized values of working parameters.

2. The key parameter necessary to minimize the value of surface roughness, the main goal in this case, is the actuating power of the acoustic chain (P_{aUS}). As it is expected, at extended surfaces machining, it was necessary a greater value of P_{aUS} than in case of reduced surfaces in order to compensate the outflows due to additional transversal vibrations.

3. More over, at finishing with relaxations pulses a lower P_{aUS} value is needed than at commanded pulses working. In the first case, the characteristic margins of the craters are more sensitive at the shearing forces produced by the cumulative microjets at the end of an ultrasonic oscillation period of electrode.

4. Due to the very low working gap, specific to EDM finishing (smaller than $10 \mu\text{m}$), the cumulative microjets are oriented parallel to machined surface, having a high influence on the removal mechanism at EDM+US finishings and chiefly on the machined surface roughness.

5. The aiding of extended surfaces machining with ultrasonic vibrations of the electrode tool is able to considerably reduce the instability of EDM process due to the inefficient flushing through improving the evacuation of EDM products from the working gap and even decreasing the machined surface roughness.

6. Based upon the optimization conditions of working parameters, EDM+US technology improves the main output parameters comparatively with classic EDM in the same working conditions as it follows: the increasing of machining rate was greater than 500%, the volumetric relative wear and also the machined surface roughness were lower with up to 50%.

References: 1. Ghiculescu, D., Vlase, A. Technological Performances Obtained through Ultrasonics Aided EDM Finishing with Commanded Pulses, 1998, ICMAS '98, Editura Tehnica, Bucuresti. 2. Ghiculescu, D., Dimitriu, N. Researches Concerning the Improvement of the Technological Performances through Ultrasonics Aided of the EDM Finishing with Relaxation Pulses, 1998, TCMC '98, Iasi. 3. Frederick, J. R. Ultrasonics Engineering, p. 101 1965, New York, Academic Press. 4. Ghiculescu, D. Contributions Concerning Finishing through Nonconventional Methods of Active Surfaces of the Molds, Doctoral Thesis, Polytechnic University of Bucharest 1999. 5. Ghiculescu, D., Marinescu, N. I. Attenuation of Condenser Effect at EDM Finishing with Relaxation Generators through Ultrasonic Aiding of Machining, International Conference "New Technologies and Products in Machines Building - TEHNOMUS XI" p. 433-436, Suceava, 2001.

Статья поступила в редакцию 17.10.2002 г.

RESEARCH OF INFLUENCE OF POWDER-LIKE ADDITIVES
OF LUBRICANT MATERIAL ON THE BASIS
OF CAPROLACTAM ON ANTIWEAR PROPERTIES
OF PLASTIC AND TECHNOLOGICAL GREASINGS

Moraru V. E. (T. U. M., Chisinau, Moldova)

A new type of lubricant technological is proposed on the basis of caprolactam and copper oxide hydrate. It is shown that antiwear and antifriction properties of greases can be improved with using this solid lubricant as an additive. PLM "M" realizes the phenomena of SC in zone of frictional contact.

By the number of researches [1, 2] it is established, that introduction of various connections of copper and its powder in lubricant materials or contacting samples brings to increase of reliability and durability of rubbing surfaces of details of machines. It is explained by realization of the phenomena of selective carry (SC) in zone of frictional contact. It is shown [3, 4], that introduction of copper or its compounds in lubricant compositions allows essentially to reduce the coefficient of friction and wear process without greasing, that also promotes manifestation of realization of SC. The majority of above mentioned works, as well as publications [5, 6] are devoted to research of influence of oxide of copper – copper oxide (I) - on antiwear, anticoring and antifriction properties of plastic greasing and their compositions. Till now there are no data on the proved choice of optimum concentration of extender to plastic greasing.

In the given work are shown the results of researches of the influence of concentration of the additive of powder-like lubricant material (PLM) which represents a powder-like fine-dispersive product of interaction of caprolactam with hydrate of copper oxide [7], on antiwear, anticoring and antifriction properties of plastic greasing "ЦИАТИМ-201" (GOST 6267-74), "ЦИАТИМ-221" (GOST 9433-60), "ЛитоЛ-24" (GOST 21150-75), "пресс солидол С" (GOST 4366-76) [8]. The researching металлоплакирующие greasing were prepared by intermixing of the mentioned above plastic greasing with a powder of the product of interaction of caprolactam and hydrate of copper oxide [7], with dimension of particles – with dispersive ness 9...10 microns for 80...90 %-s' solutions till the reception of homogeneous mass. The greasing was kept under temperature 293...295 °K during 24 hours, and then was put on trail.

Laboratory, spectral, X-ray, antiwear and anticoring researches of PLM. The approximate structure of the product of interaction of caprolactam with hydrate of copper oxide, was determined by the method of is molecular series [9] by the parameter pH, with the help of pH-meter 121 (for water solutions CuCl₂ and caprolactam C₆H₁₁NO, with concentration 0, 01 and 0, 1

pier /l). For water solutions with concentration 0, 1 pier /l, the approximate structure of the product of interaction may be represented by formula Cu [(C₆H₁₁NO)₆] (OH)₂, and for solutions with concentration 0, 1 pier /l - Cu [(C₆H₁₁NO)₉] (OH)₂.

The presence of chemical interaction between components PLM - hydrate of copper oxide Cu (OH)₂ and caprolactam C₆H₁₁NO – was also confirmed with the help of spectrum-photometric analysis of the product of interaction on spectrometer "Specord-75-IR" conducted by special method "ИК". "ИК" spectrums were read in domain of 400...4000 cm⁻¹ from initial ingredients - hydrate of copper oxide and caprolactam, as well as product of their interaction.

The X-ray research of PLM [7] was carried out with the help of installation "УРС-60" on samples as a powder at molybdenum radiation during 2 hours. The analysis of received дебаграммы has shown, that the compound does not contain copper (I), and contains copper oxide (II) as hydroxide, that proves to be true by eleven quantities of interplanar distances. The presence of some other interplane distances indicates the formation of new compound.

The interaction of caprolactam with hydrate of copper oxide is carried out at the expense of donor-acceptor tie because of electro-donor properties of nitrogen incoming in the mixture of caprolactam. Coordination connection of bivalent cooper formed as a result of the mentioned interaction is shown in the figure.

The estimation of antiwear and antifriction properties of PLM was carried out on "ЧШМ" of friction (GOST 9490-60) by one-minute technique at axial loadings from 700 up to 3000 N. Spheres were used by diameter 12,7 10⁻³ m, from steel of mark "ЛЛХ15" (GOST 801-74), hardness 60...62 HRC. Speed of sliding of the top sphere made 0, 26 m /s. At the end of each one-minute testing was measured the quantity of force of friction, emergent on the bottom spheres which then under formula was recalculated in quantity of coefficient of kinetic friction. The measurement of force of friction was carried out by tens metric dynamometer, booster "ТА-5" and micro ampere meter "М266М". The quantities of diameters of the wear process' spots, formed on the bottom spheres, were measured with the help of microscope "МБС-2" with observance of recommendations of GOST 9490-60. During testing of PLM, named by us conditionally as "М", containing in its structure the product of interaction between caprolactam and hydrate of copper oxide, it was established, that it allows to realize the process of SC, and the intensity of isolation of copper depends on quantity of the axial force put to unit of friction of "ЧШМ" which increases with the growth of axial loading. During one-minute test the copper film is besieged not only on surfaces of spots of wear process, but also in the neighborhood with them both on the bottom spheres, and on the top sphere. The sports of wear process turned out to be of the correct geometrical form of a

circle, without traces of grip and jamming. By results of testing on "ЧШМ" of friction PLM "M" a little bit concedes to disulfide of molybdenum "Микрофейн" (GDR) [10].

With the purpose of studying of films of copper, besieged on spheres from steel "ШХ-15", the following experiment was carried out. The wear process of spheres was carried out on "ЧШМ" of friction during 3 hours with axial loading 1000 N at the presence of lubricant material - the paste consisting of 50 weights % of Vaseline oils and 50 weights % of PLM "M". Then surfaces of the wear processes' spots preliminary prepared, were studied with the help of electronic microscopy and the electron beam microanalysis on scanning electronic microscope "Stereoscan-4", supplied with the system of x-ray spectral without disperse microanalysis of element structure of the samples of "Линек 860 КХ" type. The system allows carrying out the analysis of basic elements (simultaneously up to 12 elements) on the surfaces of friction with sensitivity till 10^{-15} gr. under the given program on the micro-computer with exactness 0, 01 %. The area of surface on which the analysis was carried out, is equal approximately 0, 25...0, 5 mm². The thickness of beam is less than 1 micron. The reliable zone of the analysis is in a dot 1 micron.

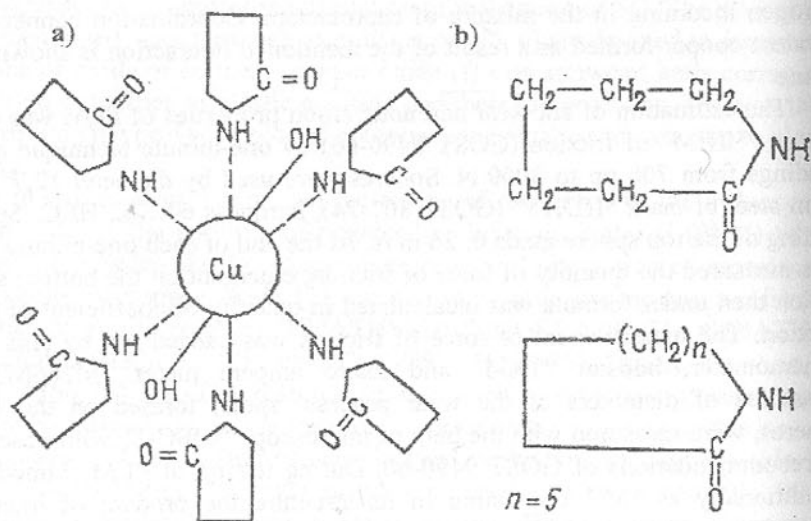


Fig. 1. Coordination combination of hydrate of oxide of copper with caprolactam (a); structural formula of caprolactam (b)

The analysis was carried out on the surfaces of wear process' spots formed on the bottom spheres, and on the surface of the ring trace of wear process formed on the top sphere. In addition, on wear processes' spots were deposited three dots: to the right of the centre of wear process - the area enriched with

iron, the distribution of elements is following: Cu - 1165; Fe - 53470; Cr - 1134, and to the left of the centre of wear process - the area enriched with copper: Cu - 13667; Fe - 6385; Cr - 127. For an average part the distribution of elements is: Fe - 1685; Cu - 245; Cr - 50, and for bank - Fe - 1265; Cu - 191; Cr - 82. For the ring trace of wear process on the top sphere there were taken three dots: the centre, the average part and the bank. Results of the analysis show, that in the average part allocation of copper is the greatest (Cu - 6667; Fe - 19452; Cr - 363), less copper is allocated in the part of ring trace closer to the centre of sphere (Cu - 3666; Fe - 48562; Cr - 780) and the least allocation of copper is observed at the edge (Cu - 399; Fe - 1663; Cr - 63).

Hence, the carried out experiments enable to draw a conclusion that developed of PLM "M" allows to realize the phenomenon of SC in zone of frictional contact.

References: 1. Garkunov D. N., Kragel'skij I. V., Polakov A. A. Izbiratel'nyj perenos v uzlah trenia. - M.: Transport, 1969. - 104 s. 2. Povyshenie iznosostojkosti na osnove izbiratel'nogo perenosa / Pod red. D. N. Garkunova. - M.: Mashinostroenie, 1977, S. 88-90, 105-107, 120-127. 3. Belyj V. A., Sviriděnok A. N., Petrokovec M. I., Savkin V. G. Trenie i iznos materialov na osnove polimerov. - Minsk: Nauka i tehnika, 1976. - 432 s. 4. Belyj V. A., Mihnevich A. S., Pinčuk L. S. K voprosu o konstruirovani uzlov trenia s ispol'zovaniem efekta izbiratel'nogo perenosa // Izbiratel'nyj perenos pri trenii i ego ekonomičnost'. - M.: MDNTP, 1972, S. 87-90. 5. Mel'ničenko I. M., Gribajlo A. P. O vzaimodejstvii napolnennoj zakis'ju medii plastičnoj smazki s poverhnostjami tvėrdyh tel pri trenii // Trenie i iznos, 1980, t. 1, Nr. 5, S. 911-914. 6. Kut'kov A. A., Grečko V. O., Kužarov A. S. i dr. Issledovanie mehanizma trenia mednoftoroplastovogo kompozita // Trenie i iznos, 1980, t. 1, Nr. 6, S. 933-999. 7. Zobov E. V., Kračun A. T., Morar' V. E. i dr. // Tvėrdyj smazočnyj material. A. s. nr. 819159 SSSR, M.Kl.³ C 10 M 7/02; C 10 M 7/30/. Opubl. 07. 04. 81. Būl. Nr. 13. 8. Sinicyn V. V. Plastične smazki v SSSR. Assortiment. - M.: Himiā, 1979, S. 267. 9. Bulatov M. I., Kalinkin I. P. Praktičeskoe rukovodstvo po fotokallorimetričeskim i spektrofotometričeskim metodam analiza. - M.: Himiā, 1972, S. 190. 10. Kračun A. T., Zobov E. V., Morar' V. E. i dr. Razrabotka i issledovanie novyh tvėrdyh smazočnyh materialov na osnove kaprolaktama // Trenie i iznos, 1980, t. 1, Nr. 6, S. 1050-1055.

Статья поступила в редакцию 21.10.2002 г.

BLOCK DIAGRAMS METHOD OF ANALYSING OF VIBRATING MECHANICAL SYSTEMS

Swider 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 introduced. The method is connected with a matrix hybrid graph - with combined features of both flow and polar - (mhg) transformation into the matrix block diagram. Those 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 [2] and fully developed to the matrix hybrid graphs method in work [3]. 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 [4,5,6,7,9] and prepare comprehensive analysis, using an available and professional computer software intended for block diagrams analysis - MATLAB-SIMULINK [1].

2. The algorithm of a transformation of matrix hybrid graphs into block diagrams

◆ Projection resulting from the cyclomatic principle of a matrix hybrid graph (mhg):

$$(1) \quad \begin{bmatrix} {}_{11}S & {}_{12}S & {}_{13}S & {}_{14}S \\ {}_{30}B_{11} & {}_{30}B_{12} & \mathbf{1} & \mathbf{0} \\ {}_{30}B_{21} & \mathbf{0} & \mathbf{0} & \mathbf{1} \end{bmatrix} = \mathbf{0} .$$

Meanings of the symbols of equation (1):

${}_{11}S$ - an active generalised co-ordinates matrix, ${}_{12}S$ - passive generalised co-ordinates matrix,

${}_{13}S$ - an elastic-damping element dislocation matrix, ${}_{14}S$ - dynamical excitation dislocation matrix, ${}_{30}B_{11}$, ${}_{30}B_{12}$, ${}_{30}B_{21}$ - submatrices of the coupled contours matrix ${}_3B$ [3] of an mhg, ${}_{20}B_{11} = -{}_{30}B_{11}^T$ and ${}_{20}B_{21} = -{}_{30}B_{12}^T$ - submatrices of the coupled cuts matrix ${}_2B$ [1] of an mhg.

After transformation form (1) to a form:

$$(2) \quad \begin{bmatrix} {}_{13}S \\ \mathbf{0} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} {}_{11}S & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{1} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} {}_{12}S \\ \mathbf{0} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \mathbf{0} & \mathbf{0} \\ \mathbf{1} & \mathbf{0} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} {}_{20}B_{11} \\ {}_{20}B_{21} \end{bmatrix} ,$$

it can be directly converted to inputs, functional blocks and output of a block diagram sum node (fig. 1).

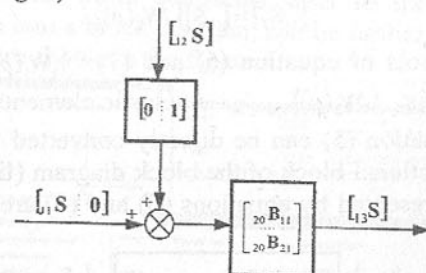


Fig. 1. Part of a block diagram obtained from equation (2)

◆ Projection resulting from the vertex principle of a matrix hybrid graph (mhg):

$$(3) \quad \begin{bmatrix} {}_{21}S & {}_{22}S & {}_{23}S & {}_{24}S \\ \mathbf{0} & \mathbf{1} & \mathbf{0} & \mathbf{0} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \mathbf{1} & \mathbf{0} & {}_{20}B_{11} & {}_{20}B_{12} \\ \mathbf{0} & \mathbf{1} & {}_{20}B_{21} & \mathbf{0} \end{bmatrix}^T = \mathbf{0}_{(n+3)(n+3)} .$$

Meanings of the symbols of equation (3):

${}_{21}S$ - generalised inertia forces of an inertial elements matrix, ${}_{22}S$ - generalised forces of a kinematical excitation elements matrix, ${}_{23}S$ - generalised forces of an elastic-damping elements matrix, ${}_{24}S$ - generalised forces of a dynamical excitation elements matrix,

After transformation form (3) to a form:

$$(4) \quad \begin{bmatrix} {}_{21}S & {}_{22}S \\ \mathbf{0} & \mathbf{0} \end{bmatrix} = -[{}_{24}S] \begin{bmatrix} {}_{20}B_{12}^T & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & {}_{20}B_{21}^T \end{bmatrix} - [{}_{23}S] \begin{bmatrix} {}_{20}B_{11}^T & {}_{20}B_{12}^T \\ {}_{20}B_{21}^T & \mathbf{0} \end{bmatrix} - [{}_{21}S] \begin{bmatrix} {}_{20}B_{11}^T & {}_{20}B_{21}^T \\ \mathbf{0} & \mathbf{0} \end{bmatrix} ,$$

where: ${}_{23}S$ - generalised forces of a damping elements matrix, ${}_{21}S$ - generalised forces of an elastic elements matrix, it can be directly converted to a part of a block diagram (fig. 2).

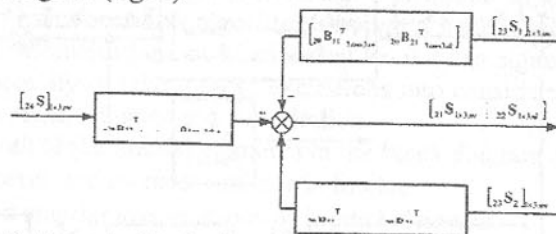


Fig. 2. Part of a block diagram obtained from equation (4)

◆ Projection resulting from the polar equation of a matrix hybrid graph, which, after transformation, can be represented by three matrix equations:

$$(5) \quad \begin{bmatrix} {}_{11}S & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{0} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} {}_{21}S & {}_{22}S \\ \mathbf{0} & \mathbf{0} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} W(P)^{-1} & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{0} \end{bmatrix} ,$$

$$(6) \quad [{}_{23}S_1] = [{}_{13}S][{}_{13}W_1(p)],$$

$$(7) \quad [{}_{23}S_2] = [{}_{13}S][{}_{13}W_2(p)].$$

Meanings of the symbols of equation (6) and (7): $[{}_{13}W_1(p)]_{3 \times m \times 3 \times m}$ - a damping elements stiffness matrix, $[{}_{13}W_2(p)]_{3 \times m \times 3 \times m}$ - 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).

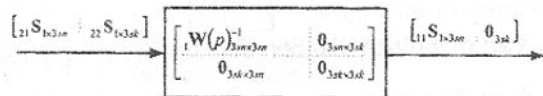


Fig. 3. Part of a block diagram obtained from equation (5)

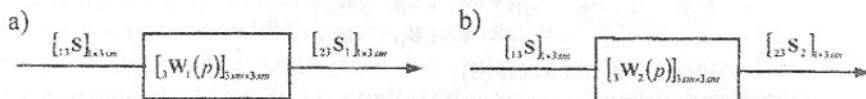


Fig. 4. Parts of a block diagram obtained from equations: a) (6), b) (7)

According to the given algorithm, a mhg of a discrete mechanical system with lineal couplings has been projected into a corresponding block diagram (fig. 5).

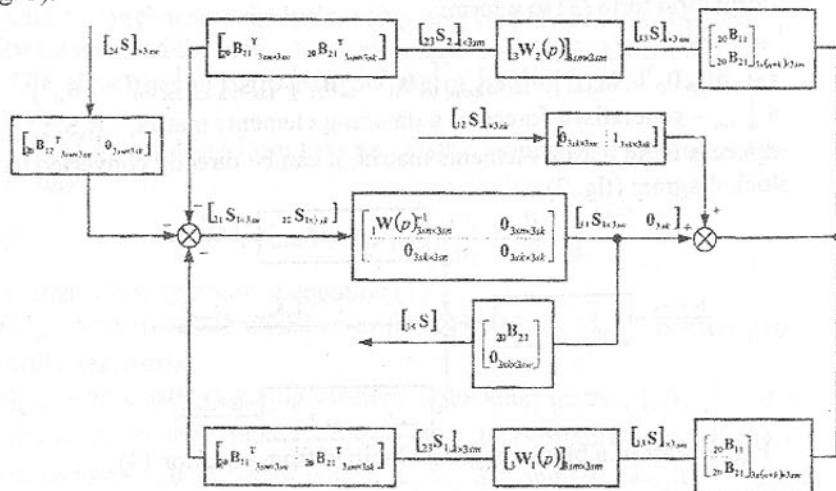


Fig. 5. Block diagram, which represents to a discrete model of a complex dynamical system

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.

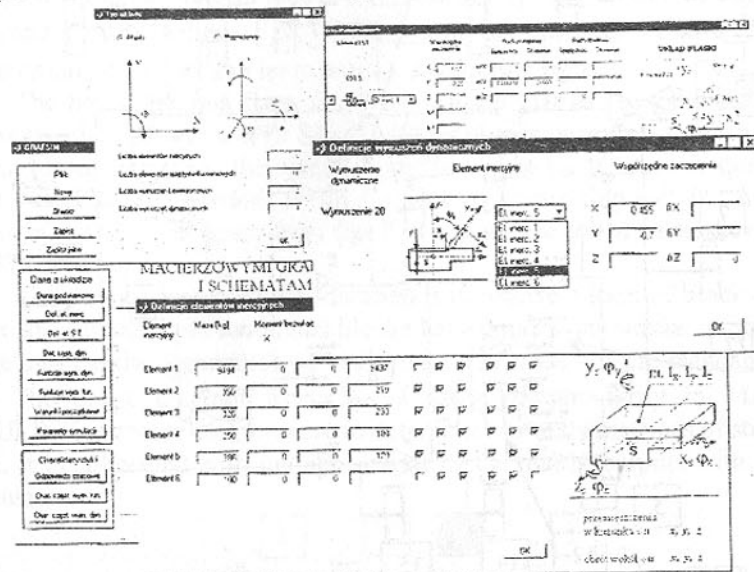


Fig. 6. Example of windows of the computer program GRAFSIM implemented in the MATLAB-SIMULINK environment

The block diagram used in the program GRAFSIM has a form as in the fig. 7.

The shape of the block diagram from fig. 7 is similar to the block diagram from the given transformation algorithm through a matrix hybrid graph into a block diagram. Modifications of kinematical excitations signal inputs are connected with necessity of taking these excitations into consideration as the function of displacement, velocity and acceleration.

Signal outputs of the inertial elements in the block diagram are:

- 1 inertia forces and moments of inertia forces,
- 2 linear and angular accelerations of inertial elements,
- 3 linear and angular velocities of inertial elements,
- 4 linear and angular displacements of inertial elements,
- 5 forces and moments in damping elements reduced to the mass centres of inertial elements,
- 6 forces and moments in elastic elements reduced to the mass centres of inertial elements,

7 forces and moments in damping-elastic elements reduced to the mass centres of inertial elements.

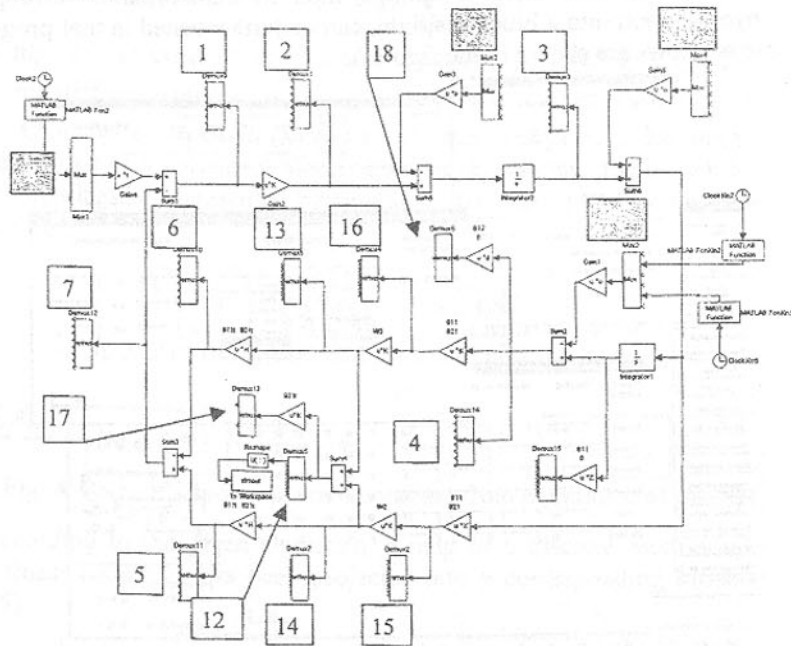


Fig. 7. Block diagram, representing a discrete model of a complex dynamical system in the GRAFSIM program in the MATLAB-SIMULINK software environment

Signal inputs in the block diagram are:

- 8 dynamical excitations,
 - 9 kinematical excitations defined as the functions of displacements,
 - 10 kinematical excitations defined as the functions of velocities,
 - 11 kinematical excitations defined as the functions of accelerations.
- The outputs of damping-elastic elements in the block diagram are:
- 12 forces and moments in damping-elastic elements,
 - 13 forces and moments in elastic elements,
 - 14 forces and moments in damping elements,
 - 15 linear and angular velocities of dislocations of damping-elastic elements,
 - 16 linear and angular dislocations of damping-elastic elements,

There are also forces and moments in the coincidence points of damping-elastic elements and kinematical excitations 17 and linear and angular dislocations in the coincidence points of inertial elements and dynamical excitations

18.

Input signals (dynamical and kinematical excitations) in the diagram elements are called *Mux*, which gives possibility to insert individual signal in the right place of the dynamical matrix of excitations $[{}_{24}S]_{n \times 3 \times w}$ as well as the kinematical matrix of excitations $[{}_{12}S]_{n \times 3 \times st}$. Output signals however are in the diagram elements called *Demux* and let to extract any needed signal.

The block diagram from fig. 7 has a form that lets to generate time responses in the environment of SIMULINK, but it is necessary to change block diagram from fig. 7 into the simpler form shown in fig. 8 when frequency and phase responses are needed. It can be done by connecting suitable functional blocks of the block diagram from fig. 7 in accordance to the rules shown in the fig. 9 (a) and (b).

The goal of presented modification is to receive a form of block diagram, where the outputs of its functional blocks have dimensions similar to quantity of active and passive generalise co-ordinates $1 \times 3s(n+k)$ of the mechanical system. The block diagram from fig. 7 gives no possibility in MATLAB-SIMULINK software environment to determine correctly matrixes of state equations. It is connected with the appearance of the matrix outputs with different dimensions.

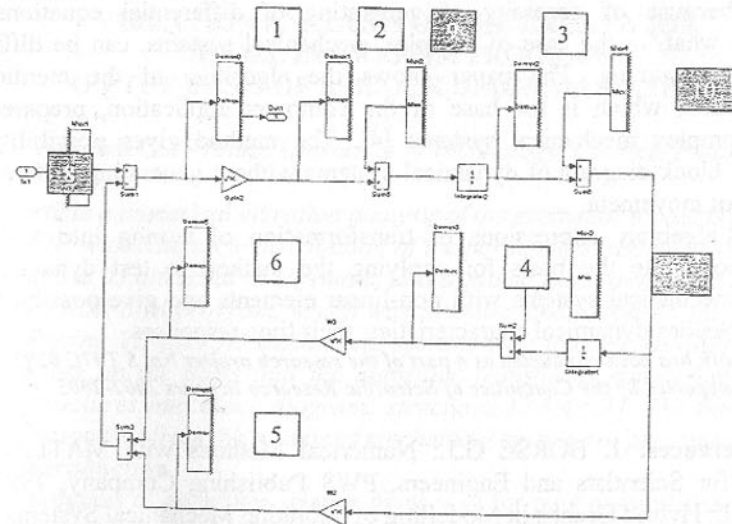


Fig. 8. Block diagram, which represents a discrete model of a complex dynamical system in the case of generating frequency and phase responses

The GRAFSIM programme lets to generate time responses on individual dynamical and kinematical excitations, to show zeroes and poles of characteristic equations on the complex surface and in a tabular form, and to generate state

matrix equations of a discrete model of the mechanical system.

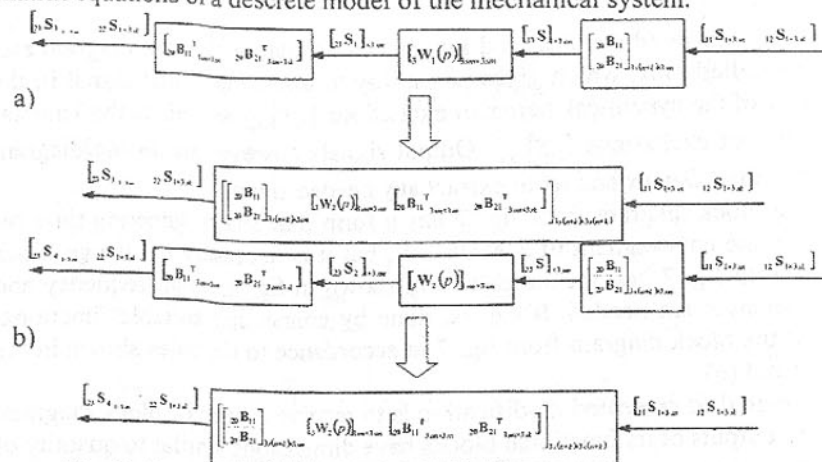


Fig. 9. The way of connecting suitable functional blocks of the block diagram from fig. 7

3. CONCLUSIONS

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 a mhg 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.

This work has been conducted as a part of the research project No. 5 T07C 02923 supported by the Committee of Scientific Research in years 2002-2005

References: 1. BORSE G.J.: Numerical Methods with MATLAB: A Resource for Scientists and Engineers, PWS Publishing Company, 1997. 2. SWIDER J.: Hybrid Graphs in Modelling of Vibrating Mechanical Systems with Linear Couplings. Doctoral thesis. Silesian University of Technology, Gliwice 1981, Poland (in Polish). 3. SWIDER 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). 4. SWIDER 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. 5. SWIDER J., WSZOLEK G.: Transformation of Matrix Hybrid Graphs into Block Diagrams as a Method of Analysing of Vibrating Mechanical Systems. IX International Scientific and Engineering Conference – Machine-Building and Technosphere on the Border of the XXI Century, International Proceedings, Donetsk 2002, s. 275-279. 6. SWIDER J., WSZOLEK G.: Analysis of Complex Mechanical Systems Based on the Block Diagrams and the Matrix Hybrid Graphs Method. Journal of Materials Processing Technology 2002, in print. 7. SWIDER J., WSZOLEK G.: Graphs Application in Computer Analysis of Mechanical Systems. Monograph, Silesian University Publishing Company, Gliwice 2002, (in Polish). 8. WOJNAROWSKI J.: Graphs and Structural Numbers as the Models of the Mechanical Systems, PTMS Scientific Books No 38, Gliwice 1977, Poland (in Polish). 9. WSZOLEK G.: Hybrid graphs and block diagrams in analysing mechanical systems with control. Doctoral thesis. Silesian University of Technology, Gliwice 2002, Poland (in Polish).

Статья поступила в редакцию 11.10.2002 г.

VIBRATION ANALYSIS OF THE EXCAVATOR MODEL IN GRAFSIM PROGRAM ON THE BASIS OF A BLOCK DIAGRAM METHOD

Wszolek G. (Silesian University of Technology, Gliwice, Poland)

In the article a numerical vibration analysis of the excavator model is presented. This model with a discrete distribution of the parameters, shown in three working positions, is attracted to kinematic and dynamic excitations. The analysis is made in GRAFSIM program, which was intended and prepared for projecting and analysing 2D and 3D mechanical systems with linear couplings. The program works on the basis that the algorithm transforms matrix hybrid graph model structures into block diagrams structures [2,3,4,5,7]. The time and frequency responses from the examined mechanical system are presented.

1. Introduction

The progress of computer science gives way for new possibilities in a range of projects and analyses of mechanical systems. There are many professional programs that are used by engineers in this area. By using proper engineering software one can make a virtual model of an examined system in the computer software environment, which results in virtual prototyping of mechanical systems. This practical approach solves complex problems and has the ability to

make various types of changes in parameters of a model during a simulation. It can also measure, for example, dynamic parameters of each model's individual elements.

For projects and analysis of mechanical systems many professional computer applications have been implemented. One of these programs is GRAFSIM, which was implemented in the MATLAB-SIMULINK software environment. It illustrates how the algorithm transforms matrix hybrid graph of the mechanical system into a block diagram structure, which was described in details in works [5,7]. This program makes it possible to test 2D and 3D complex systems containing linear couplings attracted to kinematic and dynamic excitations. This model of the excavator adapted to numerical analysis provides us with an example of the technical adaptation of the mentioned transformation method in GRAFSIM program.

1. MODEL

The excavator is produced in the "Warynski" factory in Warsaw (Poland). Main dimensions of the excavator model are presented on fig. 1 and workspace on fig. 2.

Through the excavator idealisation we get a 2D phenomenological discrete model (fig. 3, 4). Inertial elements, in the shape of the main excavator body with the engine (1), the jib (2), the arms (3, 4), the bucket (5) as well as the operator's seat along with the operator (6) have been determined. Hydraulic actuators move the excavator's arms and are modelled by elastic-dumping elements (9,11,12,14).

Masses of inertial elements are concentrated in their centres of weight.

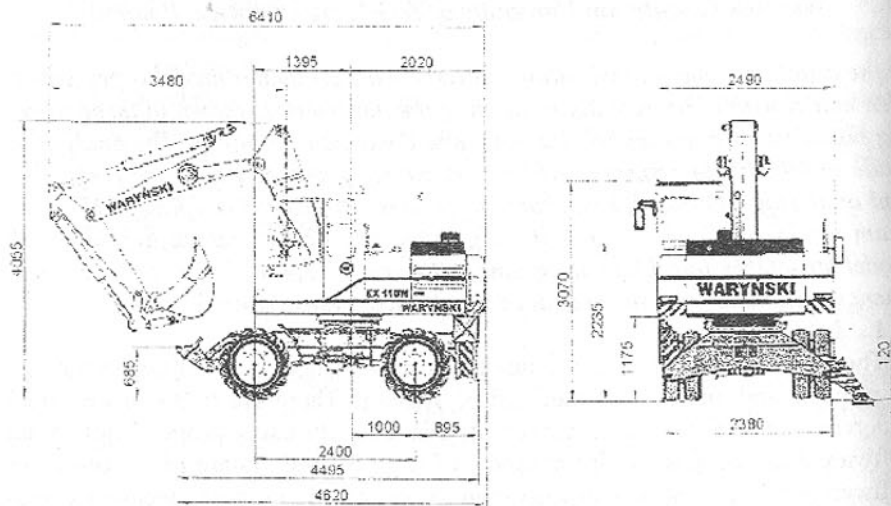


Fig. 1. Excavator with main dimensions

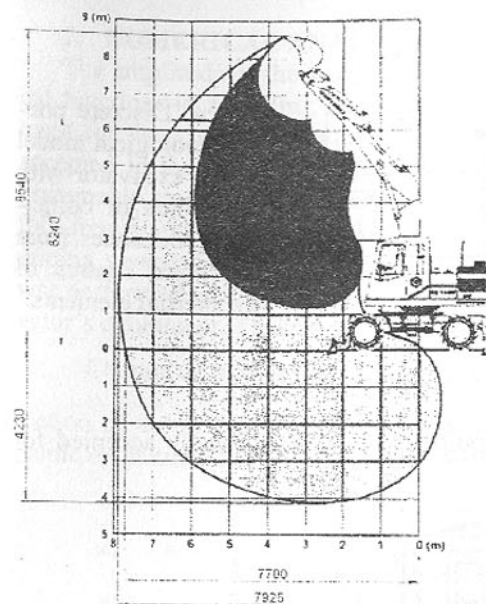


Fig. 2. Excavator workspace

linear stiffness and suppression. In the excavator model kinematic excitations (7,8) were considered. They come from ground trembling, where the excavator is situated and from the work of different devices in the area. Dynamic excitation (20) occurs from the strength change when the excavator cuts into the soil. In order to reduce vibrations that occur in the excavator during its work, the passive vibro - isolation system has been introduced to the operator's seat.

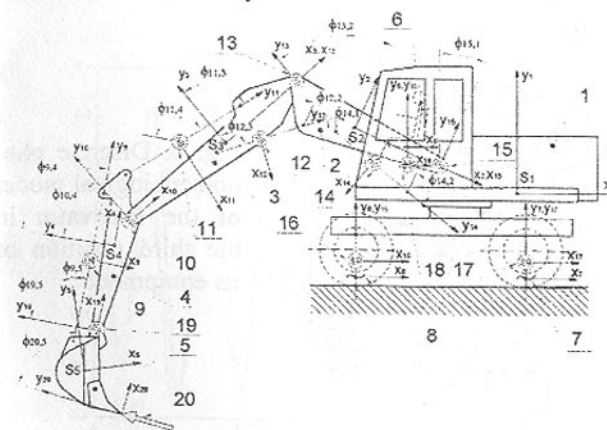


Fig. 3. Discrete phenomenological model of the excavator under the kinematic and dynamic excitations influence with the local elements co-ordinates systems

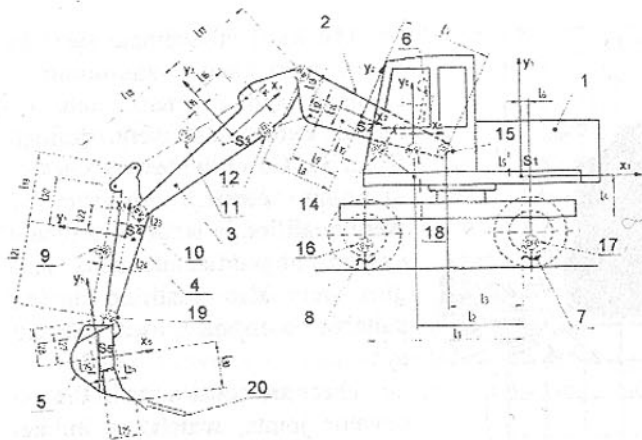


Fig. 4. Discrete phenomenological model of the excavator with the points of coincidence distances from the mass centres of the inertial elements

Two positions of the excavator equipment were additionally accepted for numerical analysis (Fig. 5 and 6).

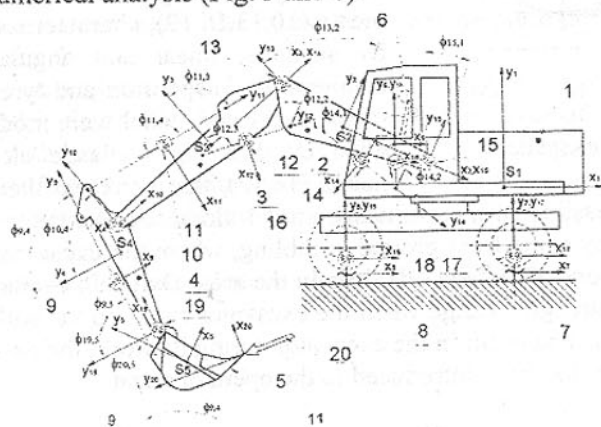


Fig. 5. Discrete phenomenological model of the excavator in the second position of its equipment

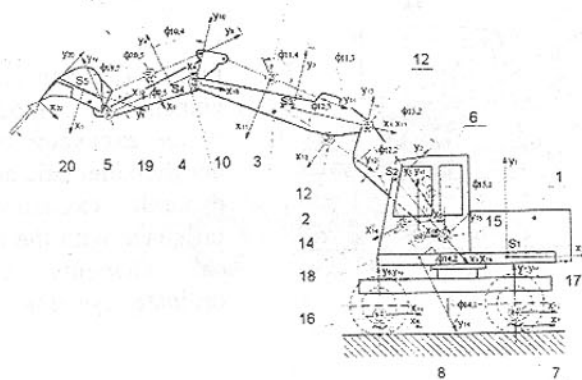


Fig. 6. Discrete phenomenological model of the excavator in the third position of its equipment

2. NUMERICAL ANALYSIS RESULTS

The amplitude of the accepted kinematic excitations in the shape of sinusoidal functions is $2 \cdot 10^{-3}$ [m], frequency 5 [Hz], with zero angle of phase displacement for the excitation (7) and 90° for the excitation (8). Dynamic excitation, accepted in the GRAFSIM program, that in analysed case constitute the programmable steering was considered as harmonic function about amplitude 700 [N], frequency 3.3 [Hz] and with zero angle of phase displacement. After determining geometrical and physical structure of the excavator model its analysis was performed and results were obtained in three working positions of the excavator's equipment. These results have been presented at the shareable graphs.

Change of inertia forces [N] and linear acceleration $\left[\frac{m}{s^2}\right]$ in the y axis direction of the operator and his seat in time, as response on kinematic and dynamic excitations has been presented on fig. 7.

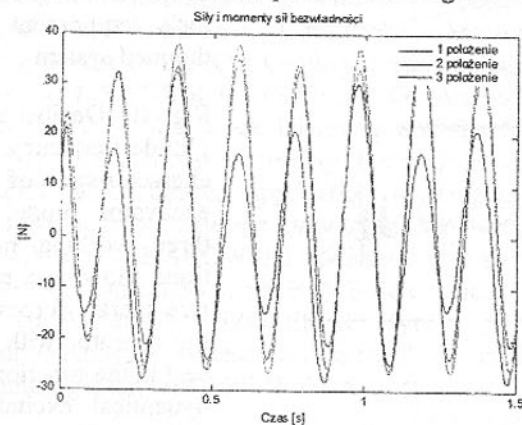


Fig. 7. Change of inertia forces [N] in the y axis direction of the operator and his seat in time, as response on kinematic and dynamic excitations in three working positions of the excavator's equipment

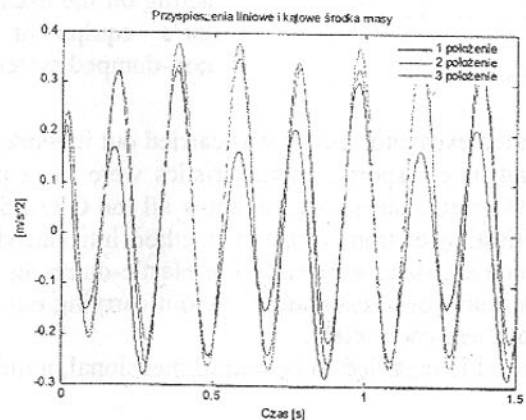


Fig. 8. Change of linear acceleration $\left[\frac{m}{s^2}\right]$ in the y axis direction of the operator and his seat in time, as response on kinematic and dynamic excitations in three working positions of the excavator's equipment

Fig. 9 contains decibel amplitude-frequency characteristics of the excavator model in three working positions showing a relative inertia forces of the operator with his seat in the function of dynamical excitation acting on the excavator's equipment in damped system while fig. 10 in non-damped system.

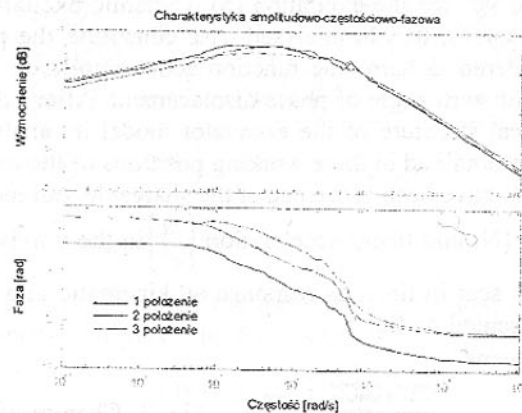


Fig. 9. Decibel amplitude-frequency characteristics of the excavator model in three working positions showing a relative inertia forces of the operator with his seat in the function of dynamical excitation acting on the excavator's equipment in damped system

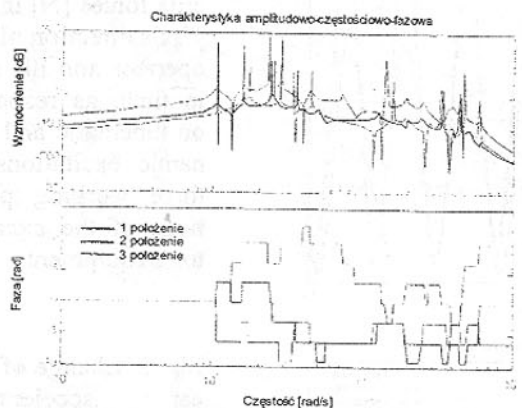


Fig. 10. Decibel amplitude-frequency characteristics of the excavator model in three working positions showing a relative inertia forces of the operator with his seat in the function of dynamical excitation acting on the excavator's equipment in non-damped system

3. CONCLUSIONS

A vast analysis of the presented excavator model was carried out in work [1] and the series of dynamical and time response characteristics were there presented. The main reason of performed analysis was to show all the GRAFSIM program possibilities, with utilisation of transformation method introduced in work [5,7]. Physical and geometrical data, especially the elastic-damping parameters of the excavator model have been estimated, without carrying out expensive identification process of these parameters.

The system that has been tested is regarded to be multidimensional, multiin-

put and multioutput dynamical system that is heterogeneous, due to the configuration of mechanical variables and to the characteristic distribution of the parameters of elements making up the model.

This work has been conducted as a part of the research project No. 5 T07C 02923 supported by the Committee of Scientific Research in years 2002-2005

References: 1. SWIDER 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). 2. SWIDER 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. 3. SWIDER J., WSZOLEK G.: Transformation of Matrix Hybrid Graphs into Block Diagrams as a Method of Analysing of Vibrating Mechanical Systems. IX International Scientific and Engineering Conference – Machine-Building and Technosphere on the Border of the XXI Century, International Proceedings, Donetsk 2002, s. 275-279. 4. SWIDER J., WSZOLEK G.: Analysis of Complex Mechanical Systems Based on the Block Diagrams and the Matrix Hybrid Graphs Method. Journal of Materials Processing Technology 2002, in print. 5. SWIDER J., WSZOLEK G.: Graphs Application in Computer Analysis of Mechanical Systems. Monograph, Silesian University Publishing Company, Gliwice 2002, (in Polish). 6. WOJNAROWSKI J.: Graphs and Structural Numbers as the Models of the Mechanical Systems, PTMS Scientific Books No 38, Gliwice 1977, Poland (in Polish). 7. WSZOLEK G.: Hybrid graphs and block diagrams in analysing mechanical systems with control. Doctoral thesis. Silesian University of Technology, Gliwice 2002, Poland (in Polish).

Статья поступила в редакцию 30.10.2002 г.

СОДЕРЖАНИЕ

| | |
|---|----|
| Бодрова Л.Г., Крамар Г.М. СТРУКТУРООБРАЗОВАНИЕ В ТВЕРДЫХ СПЛАВАХ НА ДВОЙНОЙ КАРБИДНОЙ ОСНОВЕ | 3 |
| Вовк Л.П. АНАЛИЗ КОМПЛЕКСА МЕХАНИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ПРИПОВЕРХНОСТНЫХ СЛОЕВ НЕОДНОРОДНЫХ ДЕТАЛЕЙ | 13 |
| Генкин Б.И. МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ГАЗОВЫХ ПОТОКОВ В РАБОЧЕЙ КАМЕРЕ ГАЗОАНАЛИЗАТОРА | 17 |
| Гладчук Е.А. ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ АСУ ТП ТЕХНИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ “ПРОКАТНАЯ КЛЕТЬ” | 23 |
| Горецкий Г.В. К ВОПРОСУ ОПРЕДЕЛЕНИЯ УГЛОВ ПЕРЕКОСА И СКРЕЩИВАНИЯ ОСЕЙ ОТВЕРСТИЙ В КОРПУСНЫХ ДЕТАЛЯХ ЗУБЧАТЫХ МЕХАНИЗМОВ | 29 |
| Горкуша А.Е., Молчанов А.Д., Стеблянко В.Г. ПОВЫШЕНИЕ НЕСУЩЕЙ СПОСОБНОСТИ ПОДШИПНИКА СКОЛЬЖЕНИЯ УЛУЧШЕНИЕМ ТЕПЛОВОГО БАЛАНСА РАБОЧИХ ЗОН | 33 |
| Грубка Р.М. ИССЛЕДОВАНИЕ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ ЗАЗОРОВ МЕЖДУ ЗУБЬЯМИ МУФТ С ПРОСТРАНСТВЕННОЙ МОДИФИКАЦИЕЙ | 40 |
| Дядичев В.В. АНАЛИТИЧЕСКИЙ ПОДХОД К КОНСТРУИРОВАНИЮ ГОЛОВОК ПРОЦЕССА ЭКСТРУЗИИ ПОЛИМЕРОВ | 47 |
| Еронько С.П., Ошовская Е.В., Киселев В.В., Полонская Ю.Г., Копейко А.В. ИСПОЛЬЗОВАНИЕ МАТЕМАТИЧЕСКОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ И САПР ПРИ РАЗРАБОТКЕ УСТРОЙСТВА | |

| | |
|---|-----|
| ДЛЯ ОТСЕЧКИ КОНВЕРТЕРНОГО ШЛАКА | 52 |
| Зеленый О.В. О СТРАТЕГИЯХ ТЕХНИЧЕСКОГО ОБСЛУЖИВАНИЯ НА АЭС | 57 |
| Иванов В.С. ПРИМЕНЕНИЕ СПЕЦИАЛЬНЫХ БЕСКОЛЛЕКТОРНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ ДЛЯ ПРИВОДА ПЕТЛЕДЕРЖАТЕЛЕЙ ШИРОКОПОЛОСНЫХ СТАНОВ ГОРЯЧЕЙ ПРОКАТКИ | 61 |
| Кирильева Л.А., Стадник О.А. ВЕРОЯТНОСТНЫЕ ПРЕДПОСЫЛКИ ГИБКОГО БЮДЖЕТИРОВАНИЯ В МАШИНОСТРОЕНИИ | 74 |
| Клягин Г.С., Ростовский В.И., Пономарева Я.Ю., Кравченко А.В. ЦЕПНОЙ РОТОРНЫЙ ДЕЗИНТЕГРАТОР-СМЕСИТЕЛЬ ДЛЯ ГОМОГЕНИЗАЦИИ АГЛОМЕРАЦИОННЫХ ШИХТ | 78 |
| Куница А.В. АНАЛИЗ СВОЙСТВ КАНОНИЧЕСКОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ ИНЕРЦИОННО-ИМПУЛЬСНЫХ МЕХАНИЗМОВ ПОСРЕДСТВОМ АНАЛИТИЧЕСКОЙ ГЕОМЕТРИИ | 84 |
| Лебедь В.Т. ОБЕСПЕЧЕНИЕ НАДЕЖНОСТИ И ДОЛГОВЕЧНОСТИ КРУПНЫХ ДЕТАЛЕЙ, СОЕДИНЕННЫХ НАТЯГОМ | 90 |
| Печерица А.В. ОЦЕНКА РИСКА ОТ ЭКСПЛУАТАЦИИ АЭС В УСЛОВИЯХ ОГРАНИЧЕННОЙ ИНФОРМАЦИИ | 97 |
| Печерица А.В., Важенин О.Н. ПРАКТИЧЕСКОЕ ИСПОЛЬЗОВАНИЕ БАЙЕСОВСКИХ МОДЕЛЕЙ ДЛЯ ОЦЕНОК РИСКА ОТ ЭКСПЛУАТАЦИИ АЭС УКРАИНЫ | 102 |
| Польченко В.В., Богуславский В.А., Каплюхин А.А. ДОЛГОВЕЧНОСТЬ ЗУБЧАТЫХ МУФТ | 110 |
| Руденко В.И., Нижник Н.В. ГАРМОНИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ ГЛАВНОЙ ЛИНИИ | |

ПРОКАТНОГО СТАНА С ИНДИВИДУАЛЬНЫМ ПРИВОДОМ..... 116

Ручко В.Н., Руденко В.И.
ИССЛЕДОВАНИЕ ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ РАСКАТА
С ВЕРТИКАЛЬНЫМИ РОЛИКАМИ ЗАДАТЧИКА
МЕТАЛЛА В ВАЛКИ ПРОКАТНОЙ КЛЮТИ..... 122

Седуш В.Я., Сидоров В.А., Ошовская Е.В.
ДИАГНОСТИРОВАНИЕ
МЕТАЛЛУРГИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ 127

Смолий В.В., Смолий В.Н.
ПРОГРАММНОЕ ОБЕСПЕЧЕНИЕ ДЛЯ МОДЕЛИРОВАНИЯ
ВИБРОМЕХАНИЧЕСКИХ СВОЙСТВ ТИПОВЫХ
ЭЛЕМЕНТОВ ЗАМЕНЫ..... 132

Стрельников В.Н.
ИССЛЕДОВАНИЕ СИЛОВЫХ ХАРАКТЕРИСТИК
ДЕФОРМИРОВАННОГО ЗУБЧАТОГО ЗАЦЕПЛЕНИЯ
ВОЛНОВОЙ ПЕРЕДАЧИ..... 136

Сулейманов С.Л., Ошовская Е.В., Исаенко В.В.
ПОДБОР ФУНКЦИИ ДЛЯ ОПИСАНИЯ
ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ ОБОРУДОВАНИЯ 147

Хиценко Н.В.
ВЛИЯНИЕ КИНЕМАТИЧЕСКИХ ИЗМЕНЕНИЙ
СКОРОСТИ ПОДАЧИ И ГЛУБИНЫ ЗАРУБКИ В МАССИВ
ИСПОЛНИТЕЛЬНОГО ОРГАНА НА ЭФФЕКТИВНОСТЬ
РАБОТЫ ПРОХОДЧЕСКОГО КОМБАЙНА 151

Шарифов З.З.
ХАРАКТЕРИСТИКИ ПОРОШКОВЫХ МАТЕРИАЛОВ,
СОДЕРЖАЩИХ МЕДНЕННЫЕ ЧАСТИЦЫ
МЕТАЛЛОВ И НЕМЕТАЛЛОВ 156

Шевченко Ф.Л.
СТЕРЖНЕЙ С УЧЕТОМ СДВИГА И ИНЕРЦИИ
ВРАЩЕНИЯ ПЕРЕЧНЫХ СЕЧЕНИЙ 162

Buchacz A.
STRUCTURAL MODIFICATION OF VIBRATION
BAR-SYSTEMS BY MEANS THE DISTRIBUTION
OF CHARACTERISTIC INTO PARTIAL FRACTION..... 168

Buchacz A., Żurek K.
SYNTESIS OF ACTIVE MECHANICAL SYSTEMS 176

Coman A., Chereches T.
ASPECTS REGARDING THE OPTIMIZATION OF TRAJECTORIES
IN AERO-REACTIVE PROPULSION SYSTEMS..... 183

Dymarek A.
SYNTHESIS OF DISCRETE VIBRATING SYSTEMS FIXED
WITH DAMPING IN VIEW OF THE THEORY OF GRAPHS..... 188

Dzitkowski T.
COMPUTER AIDED ANALYSIS OF CONTINUOUS
MECHANICAL SYSTEMS WITH DAMPING..... 193

Doru B.
RESEARCHES AND EXPERIMENTAL STUDIES CONCERNING
ACTIVE ELEMENTS' HARDENING USED FOR DIES AND MOULDS.. 199

Doru B.
STUDIES AND EXPERIMENTAL RESEARCHES CONCERNING
THE HARDENING OF TOOL STEEL TYPE OSC8
ON ELFA 541 INSTALLATIONS..... 204

Doru B.
STUDIES AND RESEARCHES REGARDING
THE TECHNOLOGICAL ASPECTS DURING
THE MANUFACTURING OF INNER THREADS BY FORMING..... 207

Iliescu M., Turdeanu E.
RESEARCHES ON SURFACE'S ROUGHNESS
OF A THERMAL SPRAYED ALUMINIUM ALLOY..... 212

Marinescu N.I., Ghiculescu D., Bardac D.
TECHNOLOGY OF EDM FINISHING AIDED BY ULTRASONICS

Moraru V. E.
RESEARCH OF INFLUENCE OF POWDER-LIKE ADDITIVES
OF LUBRICANT MATERIAL ON THE BASIS
OF CAPROLACTAM ON ANTIWEAR PROPERTIES
OF PLASTIC AND TECHNOLOGICAL GREASINGS220

Swider J., Wszolek G.
BLOCK DIAGRAMS METHOD OF ANALYSING
OF VIBRATING MECHANICAL SYSTEMS224

Wszolek G.
VIBRATION ANALYSIS OF THE EXCAVATOR
MODEL IN GRAFSIM PROGRAM
ON THE BASIS OF A BLOCK DIAGRAM METHOD231

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, *.pcx, *.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.

Образец 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 4.01.2003г. | Формат 60x84 1/16 | Бумага SvetoCopy |
| Ризографическая печать | Усл. печ. л. 14,09 | Усл. кр. от. 14,49 |
| Уч.-из. л. 15,46 | Тираж 100 экз. | Заказ № 26 |

Издательско-полиграфический центр "Технополис"
83000, г. Донецк, пр. Дзержинского, 1
Тел. (062) 305-01-04, (0622) 91-08-40
E-mail: tm@mech.dgtu.donetsk.ua