

РОЗДІЛ «МЕХАНІКА. МАШИНОБУДУВАННЯ»

УДК 671.791,927.5

КАМЕЛЬ Г.И., д.т.н., профессор

Днепродзержинский государственный технический университет

БИМЕТАЛЛИЧЕСКИЕ МАТЕРИАЛЫ, ИСПОЛЬЗУЕМЫЕ ДЛЯ ИЗГОТОВЛЕНИЯ РОТОРОВ ПИТАТЕЛЕЙ ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ

Введение. На протяжении последних 30-и лет на предприятиях отрасли находятся в эксплуатации роторы из разных материалов, подвергшиеся более 10-15 раз восстановительной многослойной наплавке при ремонте, что повышает риск безопасной эксплуатации питателей. Так в 1981 г. на Соломбальском комбинате произошла авария всего загрузочного устройства варочного котла по причине разрушения ротора. В технической и зарубежной литературе отсутствует информация о целесообразности использования того или иного материала для изготовления роторов, их влияние на эксплуатационную надёжность.

Постановка задачи. При разработке технологии восстановления роторов необходимо учитывать характер их износа, условия эксплуатации, механические свойства материалов и режимов их термообработки.

Целью исследования является анализ химического состава, механических свойств и термообработки роторов, влияющих на эксплуатационную надёжность питателей высокого давления промышленного транспорта.

Результаты работы. Техническое состояние роторов питателей высокого давления (ПВД) зависит от многих конструктивных и технологических факторов, совокупность которых приводит к сложной схеме температурно-силового нагружения, трудно предсказуемой кинетике, деградации свойств металла. Одной из наиболее серьёзных причин отказа питателей Камюр являются необратимые изменения (деградация) структуры и физико-механических свойств материала ротора под действием различных силовых (динамических) воздействий, коррозии, старения, химического взаимодействия со щелочной средой. Деградация металла связана с накоплением рассеянных повреждений различной природы, трансформирующихся в дефекты типа трещин, которые приводят к снижению уровня работоспособности ротора и к полному отказу по показателю функционирования – местная потеря устойчивости.

Скорость деградации металла зависит от:

- 1 – природы материала;
- 2 – исходного структурного состояния;
- 3 – условий эксплуатации;
- 4 – режима нагружения.

Нагрузки на среднюю перегородку ротора изменяются циклически с коэффициентом асимметрии от -1 до +1. В течение всего срока эксплуатации ротора ПВД реализуется более 10^7 циклов (10-40 лет), разрушения носят типичный усталостный характер с длительным периодом стадий накопления рассеянных повреждений.

В качестве материалов для роторов используются различные стали и сплавы импортного и отечественного производства.

Материал ротора Avesta 739 шведской фирмы Камюр приближается по составу к отечественной стали типа 10X13 и отличается дополнительным легированием молибденом и марганцем. Структура этого сплава при нормальной температуре – мартенситно-ферритная. Дополнительное легирование высокохромистых сталей молибденом и никелем способствует повышению сопротивляемости в условиях повышенных температур [1, 2].

Основной задачей термообработки роторов из хромистой стали является получение пластичности и снижение остаточных напряжений после наплавки без существенного увеличения зерен. Поэтому для этой группы сталей недопустим нагрев выше 1150°C, так как при этой температуре хромистые стали склонны к росту зерна. Кроме того, при температуре 475°C наблюдается хрупкость, связанная с образованием δ-фазы (табл.1).

На основании изложенного выше был выбран оптимальный режим термообработки ротора, заключающийся в нагреве ротора до температуры 925-1000°C, выдержке при этой температуре пять часов, охлаждении в печи до температуры 730-780°C с выдержкой в течение пяти часов и охлаждении в печи до комнатной температуры.

Материал ротора из сплава 265MO150 приближается по составу к отечественной марке типа X24H8M2ДЗ и отличается от него содержанием до трех процентов меди. Данная группа сплавов содержит хрома более 15% и после длительного воздействия температуры 400-540°C склонна к хрупкости. Кроме того, при температуре около 900°C в этой стали интенсивно выделяется δ-фаза. Наличие в этой стали таких элементов, как марганец и молибден расширяет область существования δ-фазы и интенсивность её образования [2].

Выделение δ-фазы понижает коррозионную стойкость и значительно снижает сопротивление явлению ползучести.

На основании выше изложенного был выбран следующий режим термообработки: нагрев ротора в печи до температуры 1100°C ± 20°C, выдержка при этой температуре в печи в течение восьми часов и охлаждение на воздухе.

Таблица 1 – Материалы фирменных и отечественных роторов

Группа сплавов	Материалы роторов инофирм	Отечественные материалы роторов Камюр
I	Хромистые стали Avesta 739, S 395	1X13 (ЭЖ-1)
II	Хромомолибденовые стали 265 MO 150. Швеция	X24H18M2ДЗ (ВК-1)
III	Хромоникелевые стали	1X18H10T, 1X18H9T, X18H9T, (ЭЯ-1Т)
IV	Хромоникельтитанистая сталь с медью. Мюренс (Финляндия)	X15H5Д2Т (ЭП-410, ВНО-2)

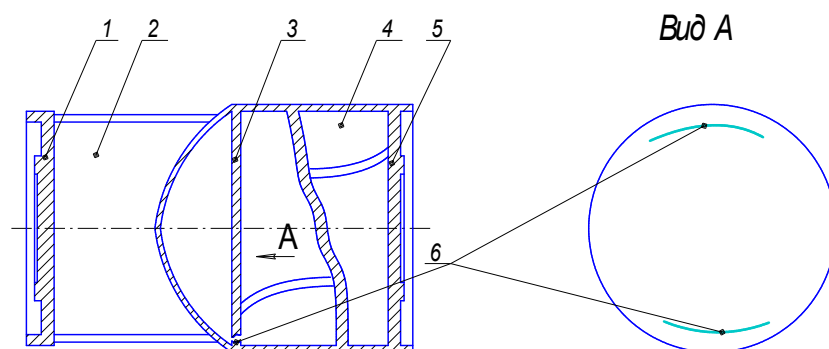
В роторах из стали типа 12X18H10T в процессе термообработки при длительном нагреве и медленном охлаждении при температуре ниже 900-950°C происходит образование δ-фазы. Она обладает ограниченной растворимостью в аустените и феррите, выделяется преимущественно по границам зерен, упрочняет сплав и одновременно резко снижает пластичность и ударную вязкость металла [4]. Учитывая изложенное выше, был выбран такой режим термообработки, который обеспечивает максимальную ударную вязкость и высокую пластичность: нагрев ротора в печи до температуры 1000±20°C, выдержка в течение пяти часов, охлаждение на воздухе. Остаточные напряжения, являющиеся основной причиной возникновения коррозионного растрескивания, при нагреве до температур 1000°C практически полностью снимаются.

В последние годы финской фирмой Мюренс начали поставляться роторы из хромоникельтитаномедистой стали мартенситного класса, приближающейся по составу к отечественной марке типа X15H5Д2Т (ЭП-410, ВНО-2).

Основной трудностью, возникающей при наплавке сталей мартенситного класса [3], является обеспечение стойкости металла наплавки. Поэтому целесообразно легировать металл шва небольшим количеством титана, осуществлять предварительный подогрев до температуры не ниже 300°C и термообработку изделия.

Для получения оптимальной структуры основного металла и в околошовной зоне целесообразно сразу после наплавки ротор нагревать в печи до температуры $950+20^{\circ}\text{C}$, затем охлаждать на воздухе (с тем, чтобы в нем оставалось минимальное количество остаточного аустенита, способствующего росту зерна), снова нагревать в печи до 250°C в течение восьми часов и охлаждать вместе с печью.

На рис.1 приведен продольный разрез ротора ПВД из стали 1X13 после 10 лет эксплуатации. Из рис.1 видно, что ротор состоит из двух секций 2 и 4, двух боковых стенок 1 и 5, средней перегородки ротора 3. На средней перегородке ротора по очереди за один оборот действует справа и слева давление щелочи 1,4 МПа. За десять лет эксплуатации средней перегородки под действием $5,236 \times 10^7$ циклов переменных напряжений образовались трещины длиной 80 и 120 мм по диаметру, равному 850 мм, и толщиной стали 40 мм. В изломе трещин было окисление, и имелись дефекты литья. Излом имел мелкозернистую структуру, характерную для усталостного износа.



1, 5 – боковые стенки ротора; 2, 4 – секции ротора; 3 – средняя перегородка ротора;
6 – усталостные трещины по периметру средней перегородки ротора

Рисунок 1 – Продольное сечение ротора

Разрушение ротора привело к возникновению аварии секции [5]. Произошел выброс щелочи из карманов секций ротора. Для предотвращения разрушения роторов было предложено использовать хромоникелевые стали типа 1X18Н10Т с последующей термообработкой. Кроме того, необходимо выполнять следующие виды контроля:

- внешний осмотр 100% поверхности;
- капиллярную дефектоскопию или цветную дефектоскопию средней перегородки ротора.

Внедрение этих методов контроля на предприятии позволило предотвратить аварии на установках Камюр.

Выводы. 1. Из существующих материалов для изготовления роторов ПВД Камюр наиболее предпочтительным материалом является хромоникелевая сталь типа 1X18Н10Т.

2. Для полного исключения разрушения роторов необходим 100% контроль всех поверхностей ротора, цветная или капиллярная дефектоскопия средней перегородки ротора.

3. Все виды контроля необходимо производить во время ремонтно-восстановительных работ и после термообработки ротора.

ЛИТЕРАТУРА

1. Кудрявцев Н.В. Усталость сварных конструкций / Кудрявцев Н.В., Наумченко Е.Е. – М.: Машиностроение, 1976. – 216с.

2. Земзин В.Н. Термическая обработка и свойства сварных соединений / Земзин В.Н., Шорин Р.З. – Л.: Машиностроение, 1978. – 368с.
3. Химушин Ф.Ф. Нержавеющие стали / Химушин Ф.Ф. – 2-е издание. – М.: Metallургия, 1968. – 798с.
4. Каховский Н.Н. Сварка нержавеющей сталей / Каховский Н.Н. – К.: Техника, 1968. – 312с.
5. Расулов Ю.А. Неразрушающие виды контроля роторов питателей высокого давления непрерывной варки целлюлозы: информ. листок №198-81 / Расулов Ю.А. Камель Г.Н. – Архангельск: АНТУКТНП, 1981. – 3с.

Поступила в редколлегию 23.06.2014.

УДК 669.187.2:536.24

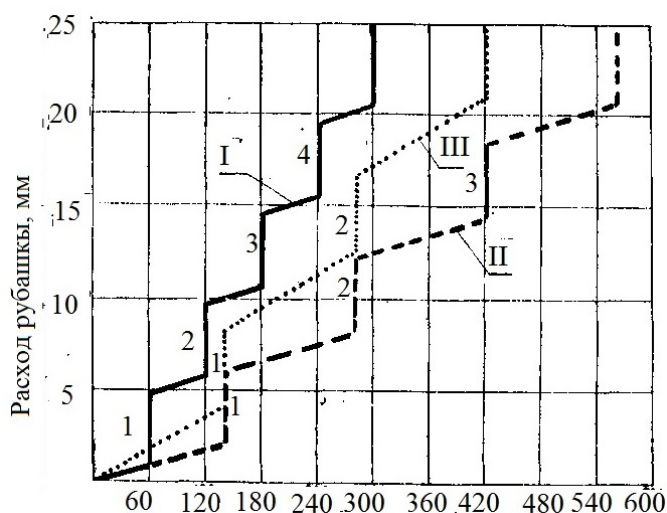
КАМЕЛЬ Г.И., д.т.н., профессор

Днепродзержинский государственный технический университет

РАЦИОНАЛЬНЫЙ РАСХОД БИМЕТАЛЛИЧЕСКОЙ РУБАШКИ ПИТАТЕЛЯ ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ

Введение. В промышленности установилась технология ремонта питателей, заключающаяся в проточке рубашки корпуса и восстановительной наплавке ротора. До настоящего времени отсутствуют рекомендации о влиянии конструктивных факторов на долговечность рубашки корпуса. На примере питателя Камюр производительностью 320 т/с рассмотрим эти вопросы.

Постановка задачи. Целью работы является разработка новой конструкции рубашки корпуса питателя фирмы Камюр, позволяющей уменьшить массу заготовки.



Суммарное осевое перемещение ротора, мм

- I – прижим ротора 60 мм; конусность 1:20;
- II – прижим ротора 140 мм; конусность 1:20;
- III – прижим ротора 140 мм; конусность 1:10
- 1-4 – количество переточек рубашки корпуса

Рисунок 1 – Зависимость расхода рубашки корпуса от осевого перемещения ротора и используемой конусности

Результаты работы. На рис.1 (график 1) представлена зависимость расхода рубашки от суммарного осевого перемещения ротора. Исходная толщина слоя рубашки равна 26 мм, а рабочего слоя – 16-18 мм. Когда толщина рубашки со стороны большего диаметра достигнет 10 мм, производится ее замена. В работе [1] показано изменение расхода рубашки в виде ступенчатого графика. Участки наклона графиков соответствуют постепенному износу рубашки при эксплуатации. При прижиме ротора 60-миллиметровая толщина рубашки уменьшается на 0,9 мм, что составляет 60% от суммарного износа питателя.

Известно, что суммарный износ питателя [1] распределяется между ротором и корпусом в соотношении: 40% суммарного износа приходится на ротор и 60% – на рубашку. После выработки всего прижима ротора (осевое перемещение конического ротора на 100 мм относительно конического корпуса) осуществляется проточка рубашки. При этом толщина снимаемого слоя металла рубашки при ремонте составляет в среднем 4 мм на сторону. В отдельных случаях эта величина достигает 5-6 мм. Таким образом, при ремонте снимается слой, в четыре-пять раз превышающий величину износа рубашки при эксплуатации. Большая величина снимаемого слоя рубашки при ремонте объясняется неравномерным износом рубашки корпуса по диаметру и по образующей рубашки.

Наклон кривой износа (рис.1, график 1) не изменяется при „выработке” очередного прижима ротора. При том, как и на первой ступени, величина износа рубашки корпуса на сторону составляет 0,9 мм.

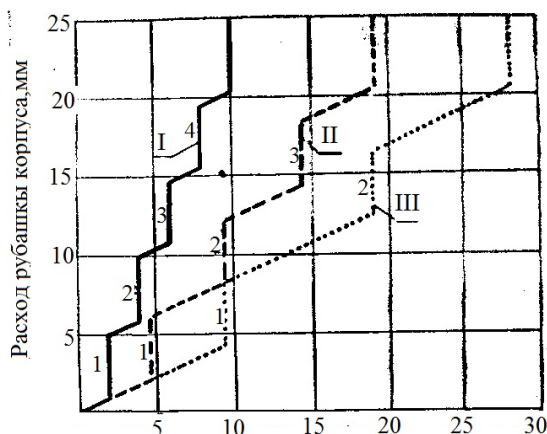
После этого питатель снова подвергается ремонту. Из графика 1 видно, что рубашка может выдерживать максимум четыре переточки, соответствующие четырем циклам работы и ремонта рубашки. Максимальная величина прижима ротора в течение четырех циклов работы составляет 240 мм. За счет введения цилиндрических участков или изменения конусности сопрягаемых поверхностей при неизменных размерах рубашки величина суммарного прижима ротора в питателе за все время работы рубашки может увеличиться соответственно до 540 (график 2) и 420 мм (график 3). В табл.1 приведены исходные размеры рубашки корпуса, суммарный износ питателя, величина износа ротора и рубашки, долговечность, интенсивность износа и количество переточек рубашки в зависимости от величины прижима ротора и конусности сопряжения.

Таблица 1 – Количество и размеры обечаек в корпусе питателя Камюр

Длина сплошной обечайки и другие параметры	Конусность	Производительность питателя, т/с		
		900	500	320
Длина целой рубашки, мм		1750	1240	1060
Высота ступеньки корпуса, мм	1:20	8,8	8,0	8,8
	1:15	8,5	8,3	8,8
	1:10	8,0	9,0	8,9
Длина составной рубашки, мм	1:20	350	310	265
	1:15	250	248	265
	1:10	160	177	177
Количество обечаек в корпусе	1:20	5	4	3
	1:15	7	5	4
	1:10	9	7	6

На основании табл.1 и экспериментальных данных построены графики (рис.2) зависимости долговечности рубашки корпуса от ее расхода. Из рис.2 видно, что для питателя она составила 10 месяцев. При этом рубашка выдержала четыре переточки. При увеличении прижима ротора с 60 до 140 мм суммарная долговечность питателя увеличилась почти в два раза, а количество переточек рубашки сократилось до трех.

При переходе на конусность 1:10 и увеличении прижима ротора до 140 мм суммарная долговечность питателя увеличивается в три с половиной раза, а количество переточек рубашки сокращается с четырех до двух раз. Сокращение количества переточек рубашки объясняется тем, что с увеличением долговечности питателя (табл.2) на каждый цикл эксплуатации увеличивается суммарный расход рубашки. Так, при увеличении срока службы питателя с двух до девяти месяцев износ рубашки возрастает с 0,9 до 4.2 мм.



Суммарное осевое перемещение ротора, мм

- I – прижим ротора 60 мм; конусность 1:20;
- II – прижим ротора 140 мм; конусность 1:20;
- III – прижим ротора 140 мм; конусность 1:10
- 1-4 – количество переточек рубашки корпуса

Рисунок 2 – Зависимость расхода рубашки корпуса от долговечности питателя, конусности и величины прижима ротора

Из табл.2 и рис. 1, 2 видно, что на количество переточек корпуса оказывает влияние ряд конструктивных факторов.

Для определения числа проточек рубашки корпуса предлагается зависимость:

$$H = \frac{\sigma}{\frac{\Pi_p \cdot K}{2} \mu + S_{II}}, \quad (1)$$

где H – число переточек рубашки корпуса; σ – исходная рабочая толщина рубашки, мм; Π_p – прижим ротора, мм; K – конусность; $\mu = 0,6$ – коэффициент, учитывающий долю суммарного износа питателя, приходящего на рубашку; S_{II} – припуск на проточку рубашки при ремонте, мм [1, 2].

Таблица 2 – Зависимость количества переточек рубашки от конусности и величины прижима ротора

Параметры	Конусность ротора и рубашки корпуса					
	1:20			1:10		
	Прижим ротора, мм			Прижим ротора, мм		
	60	90	140	60	90	140
Толщина рубашки, мм	26	26	26	26	26	26
Суммарный износ питателя, мм	1,5	2,25	3,5	3,0	4,5	7,0
Износ ротора, мм	0,6	0,9	1,4	1,2	1,8	2,08
Износ рубашки, мм	0,9	1,35	2,1	1,8	2,7	4,2
Долговечность, мес.	2,0	3,0	4,7	4,0	6,0	9,3
Интенсивность износа рубашки, мм/мес.	0,45	0,45	0,45	0,45	0,45	0,45
Количество переточек рубашки	4,0	4,0	3,0	3,0	3,0	3,0

Приведенная формула справедлива для любого роторного питателя. Из нее видно, что увеличение прижима ротора, изменение конусности сопрягаемых поверхностей деталей питателя ведут не только к увеличению долговечности питателя, но и к сокращению количества переточек рубашки. При сокращении количества переточек рубашки резко сокращаются материальные затраты на проведение ремонтных работ. Из изложенного следует, что рациональный расход рубашки питателя возможен при увеличении рабочего слоя рубашки и увеличении суммарного износа питателя (за счет увеличения прижима ротора, изменения конусности, сокращения количества переточек рубашки и припуска).

Математическая обработка данных с использованием графического интерпретатора данных позволила получить графические зависимости массы заготовок, отходов материала рубашки в известной и новой конструкциях (рис.1) в зависимости от угла установки суппорта.

Одновременно получены уравнения регрессии:

$$P_{отх}^{изв} = (258,92 + 154,64\alpha_{II} - 7,73\alpha_{II}^2) \pm 17,45, \quad R = 0.96 \quad (2)$$

$$P_{заг}^{нов} = (183,94 + 130,83\alpha_{II} - 3,92\alpha_{II}^2) \pm 22,63, \quad R = 0.98 \quad (3)$$

$$P_{отх}^{изв} = (122,41 + 163,12\alpha_{II} - 7,82\alpha_{II}^2) \pm 27,39, \quad R = 0.98 \quad (4)$$

$$P_{отх}^{нов} = (122,76 + 28,42\alpha_{II} - 0,14\alpha_{II}^2) \pm 4,12, \quad R = 1 \quad (5)$$

где $P_{заг}^{изв}$ и $P_{заг}^{нов}$ – массы заготовок соответственно в известной и новой конструкциях рубашки корпуса, кг; $P_{отх}^{изв}$ и $P_{отх}^{нов}$ – отходы рубашки соответственно в известной и новой конструкциях рубашки корпуса, кг; α_{II} – угол установки суппорта, град. (конусность) [1, 2].

Срок службы рубашки корпуса – месяц.

Из уравнений (2) и (5) видно, что применение новой конструкции рубашки корпуса способствует уменьшению массы заготовки и снижению отходов рубашки при ее изготовлении.

Выводы. Установлено, что новая конструкция ступенчатого корпуса и составных частей рубашки позволяет увеличить суммарный износ питателя, долговечность питателя, снизить массу заготовок рубашек и упростить технологию изготовления и ремонта деталей питателя.

ЛИТЕРАТУРА

1. Камель Г.И. Роторные питатели установок непрерывной варки целлюлозы / Камель Г.И. – М.: Лесная промышленность, 1987. – 160с.
2. Камель Г.И. Повышение надежности и производительности роторных питателей непрерывной варки на базе системного анализа их функционирования: дис. ... доктора техн. наук: 05.22.12 / Камель Георгий Иванович. – Санкт-Петербург, 1999. – 432с.

Поступила в редколлегию 01.07.2014.

УДК 671.791,927.5

КАМЕЛЬ Г.И., д.т.н., профессор

Днепродзержинский государственный технический университет

ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИКИ ПРОЦЕССОВ, ПРОИСХОДЯЩИХ НА РАБОЧИХ БИМЕТАЛЛИЧЕСКИХ СОПРЯГАЕМЫХ КОНИЧЕСКИХ ПОВЕРХНОСТЯХ ПИТАТЕЛЕЙ ТРУБОПРОВОДНОЙ ТРАНСПОРТНОЙ СИСТЕМЫ

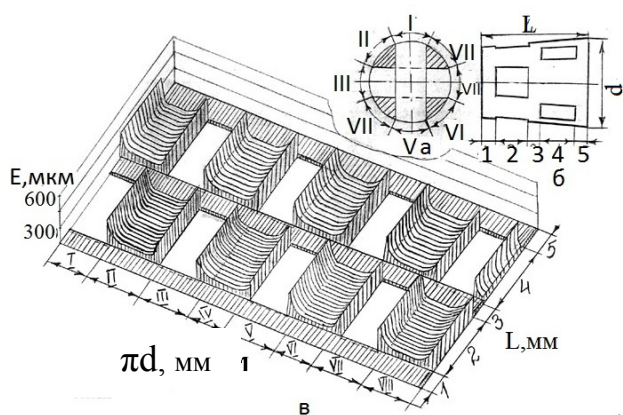
Введение. В целлюлозно-бумажной промышленности для производства целлюлозы широко используются варочные котлы непрерывного действия шведской фирмы Камюр. На этих установках получают 85% всей товарной целлюлозы. Таких установок в России находится в эксплуатации 75, в США – 150, а в мире – более 500. В этих установках необходимо непрерывно в течение года подавать древесную щепку в варочный котел, находящийся под давлением 1,2 Мпа, имеющий температуру 160-180С°, щелочную среду. Общая высота котла 60-80м.

Анализ публикаций. В настоящее время согласно работе Крагельского Н.Д. [1] в

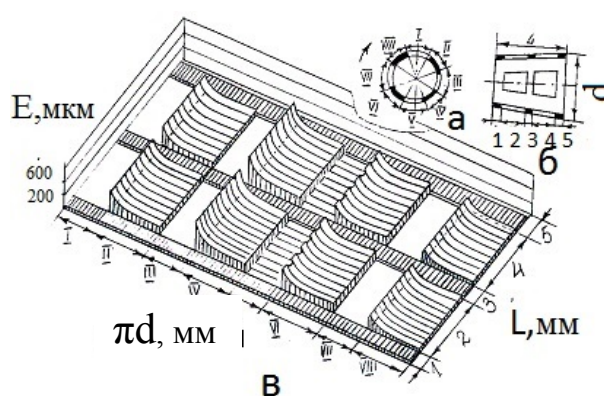
современных технологических автоматизированных технологических процессах широко используются конические трибосистемы. Использование конических трибосистем обеспечивает: 1) равномерный износ сопрягаемых конических деталей, из которых одна вращается – ротор, а вторая деталь неподвижная – корпус; 2) постоянную компенсацию критического зазора между ротором и корпусом, образовавшегося в результате износа. Однако в литературе отсутствует информация: 1) какие технологические операции выполняются на рабочих конических поверхностях установок Камюр; 2) какие функции выполняются на рабочих конических поверхностях роторного питателя высокого давления (ПВД).

Постановка задачи. Цель работы – выяснить, как используются рабочие конические поверхности ротора и корпуса и какие технологические операции проходят на их поверхностях.

Результаты работы. На рис. 1 и 2 приведены схемы развития конических сопрягаемых поверхностей корпуса ротора.



а, б – поперечный и продольный разрез ротора;
в – развертка ротора в аксонометрии;
d, L – диаметр и длина ротора;
I-VIII, 1-5 – условная разбивка ротора по длине окружности и образующей ротора
Рисунок 1 – Распределение износа (E, мкм) по рабочей поверхности ротора



а, б – поперечный и продольный разрез корпуса;
в – развертка корпуса в аксонометрии;
d, L – диаметр и длина корпуса;
I-VIII, 1-5 – условная разбивка корпуса по длине окружности и образующей корпуса
Рисунок 2 – Распределение износа (E, мкм) по рабочей поверхности корпуса

Условно все рабочие поверхности ротора и корпуса можно разделить на три участка: I-й участок – окно корпуса и окно ротора по длине окружности – I, II, V и VII и по образующей – 2 и 4. На эти участки приходится 40% всех конических поверхностей; II-й участок – рабочие поверхности ротора и корпуса между окнами. На них приходится 50% всех поверхностей. Это участки II, IV, VI и VIII – по длине окружности, 2 и 4 – по образующей. III-й участок – это основания и средние переемы ротора и корпуса (участки 1, 3 и 5). На них приходится 10% всех поверхностей.

Рассмотрим, какие технологические процессы проходят на этих трех характерных участках: 1-й участок – 40%, 2-й участок – 50% и 3-й участок – 10%.

Согласно работе [2] для определения характерных участков на роторе и корпусе было использовано уравнение

$$S = L \cdot D_{\text{н\ddot{o}}} \cdot \sin \frac{\alpha_1}{2}, \quad (1)$$

где S – площадь характерного участка, м^2 ;

L – длина по образующей ротора (корпуса), м;
 D_{cp} – средний диаметр ротора (корпуса), м;
 α_1 – дуговой градус характерного участка, град.

Используя формулу (1), были определены характерные участки на роторе и корпусе: 1) на окна ротора и корпуса приходится 40% всех конических поверхностей роторного ПВД; 2) на рабочие поверхности между окнами ротора и корпуса приходится 50% всех поверхностей; 3) на основания и средние перемычки ротора приходится 10% всех поверхностей.

На основании математических моделей и экспериментальных данных, проведенных на действующих роторных питателях, были выявлены следующие технологические функции, которые имеют место на 1-м, 2-м и 3-м участках ротора и корпуса ПВД.

1-й участок – окна вращающегося ротора и корпуса: 1.1 – загрузка карманов вращающегося ротора осуществляется через окна корпуса, зависит от инерционного напора гидросмеси в питательной трубе и определяется по формуле:

$$h_{\text{эi}} = (z_1 - z_2) + \frac{p_1 - p_2}{\rho g} + \frac{V_1 - V_2}{2g} \sum h, \quad (2)$$

где $h_{\text{ин}}$ – величина инерционного напора гидросистемы, м;
 z – энергия положения, м; P_1 и P_2 – давление в котле и питательной трубе, МПа;
 V_1 и V_2 – скорость гидросмеси, м/с²; ρ – плотность гидросмеси т/м³;
 g – ускорение свободного падения, м/с²; $\sum h$ – потери энергии, м.

Зная составляющие уравнения (2) можно эффективно управлять процессом загрузки карманов щепой;

1.2 – пропускная способность при загрузке карманов ротора в горизонтальной плоскости в отдельном кармане ротора изменяется по отнулевому синусоидальному циклу. Однако, учитывая, что карманы ротора в каждой секции повернуты относительно карманов другой секции на 45°, суммарная пропускная способность гидросмеси есть величина постоянная и определяется по формуле:

$$Q = V \cdot S = V \cdot L \cdot d_{\text{но}} \left(\sin \frac{\alpha_1}{2} + \sin \frac{\alpha_2}{2} \right), \quad (3)$$

где Q – расход щелочи через окна загрузки двух секций, м³/с;
 S – суммарная площадь сопряжения окон ротора и корпуса, м²;
 V – средняя скорость гидросмеси, м/с; d_{cp} – средний диаметр ротора, м;
 α_1 и α_2 – средние дуговые градусы сопряжения окон ротора и корпуса в каждой секции, град.

Для характеристики пропускной способности роторного ПВД используется новый показатель – кратность циркуляции гидросмеси через карман ротора, который определяется по имперической формуле:

$$\hat{E} = \frac{22,95}{n}, \quad (4)$$

где K – кратность циркуляции гидросмеси через карман ротора;
 22,95 – постоянная, зависящая от производительности насоса циркуляции
 (при $Q=2$ м³/с $K = 22,95$; при $Q=0,125$ м³/с $K = 15,1$);
 n – частота вращения ротора, мин⁻¹;

1.3 – пропускная способность при выгрузке карманов ротора в вертикальной плоскости в отдельном кармане ротора выполняется по отнулевому синусоидальному закону, а для двухкарманного роторного питателя суммарная пропускная способность питателя определяется по формуле (3). Для характеристики пропускной способности гидросмеси используется также коэффициент – кратность циркуляции щелочного раствора через питатель, который определяется по формуле:

$$\hat{E} = Q \cdot 60 / d_{\text{н\delta}}^2 \cdot L \cdot n, \quad (5)$$

где K – кратность циркуляции гидросмеси через карман, м³/с;

Q – производительность насоса циркуляции, м³/с;

1.4 – пропускная способность при загрузке карманов ротора ПВД зависит от резательного механизма. Резательным механизмом является режущая кромка на роторе, корпусе и ситах. Площадь отверстий сит, забитых щепой, в зависимости от режущих кромок на роторе и ситах определяется по формуле:

$$F_{\text{н\delta}} = 4,87 + 0,33\alpha_{\delta} + 0,43\alpha_{\epsilon}, \quad (6)$$

где $F_{\text{сит}}$ – площадь отверстий сит, забитых щепой, м²;

α_p и α_k – величина режущих углов на роторе и корпусе.

2-й участок площадью 50% – рабочие поверхности ротора и корпуса:

2.1 – поскольку роторный ПВД является закрытым устройством, отделяющим область высокого давления 1,2 МПа от области низкого давления 0,15 МПа, то между вращающимся ротором и корпусом образуется определенный зазор. Согласно работе [2] через этот зазор движется щелочной раствор, расход которого определяется по формуле:

$$Q = \frac{(P_1 - P_2) \cdot L \cdot \delta^3}{6\kappa \cdot l}, \quad (7)$$

где Q – расход протечки щелочей через зазоры в питателе, м³/с;

L – длина окна корпуса, м; δ – величина зазора в питателе, мкм;

l – длина зазора, м; κ – кинематический коэффициент вязкости, м²/с.

Под действием протечки щелочи (рис.1, 2) рабочие конические поверхности ротора и корпуса подвергаются следующим видам износа: абразивное, коррозионное, гидроабразивное, ударно-абразивное и изнашивание при срезании щепы. На рис.1, 2 приведены индикаторные рисунки износа по рабочим сопрягаемым коническим поверхностям.

2.2 – под действием протечек щелочи, содержащей твердые частицы, происходит износ рабочих поверхностей ротора и корпуса. Результаты исследований показали, что индикаторные нагрузки износа на роторе описываются параболой четвертого порядка, а на корпусе – полупараболами четвертого порядка вида:

$$Y = ax^4, \quad (8)$$

где Y – величина износа на рабочей поверхности ротора (корпуса), мкм;

a – коэффициент пропорциональности, зависящий от износостойкости используемых материалов, геометрических размеров зазора, концентрации твердых частиц в щелочи и режущих углов резательного механизма;

x – расстояние по длине окружности ротора (корпуса).

2.3 – при повороте кармана ротора на 90° в горизонтальном положении в нем резко возрастает давление с 0,15 до 1,2 МПа, при этом в питателе формируются гидроудары [2].

Величина ударного давления определяется по формуле:

$$\Delta P_{\text{\delta\delta}} = \rho \cdot V_0 \cdot c. \quad (9)$$

Под действием ударной волны в питателе образуются гидроудары и вибрации, что приводит к досрочному снятию питателя с эксплуатации.

3-й участок – основание и средние переемы ротора и корпуса. На эти участки приходится 10% всех рабочих поверхностей. Эти участки являются каркасом, на котором удерживаются две секции ротора и корпуса. Они меньше изнашиваются, и при выполнении компенсации критического зазора (ККЗ) на этих участках возникает граничное трение, сопровождающееся такими явлениями, как заклинивание, схватывание и

заедание ротора в корпусе. Условие возникновения граничного трения на этих участках описывается уравнением:

$$\operatorname{arctg} \frac{k}{2} = \operatorname{arctg} \frac{D-d}{2l} = \beta = \operatorname{arctg} f, \quad (10)$$

где k – конусность ротора (корпуса);

D и d – больший и меньший диаметр ротора (корпуса), м;

β – угол конусности, град; ρ – угол трения, град; f – коэффициент трения.

Разработана новая схема принудительной микротолчковой компенсации зазора (МПКТЗ), которая осуществляется принудительно один раз в сутки вместо одного раза в неделю. При этом имеет место жидкостное трение, что позволило заменить граничное трение жидкостным и полностью устранить досрочное снятие питателей с эксплуатации.

Выводы. 1. Установлено, что все рабочие сопрягаемые конические поверхности ротора и корпуса делятся на три характерных участка, на которых выполняются различные функции: 1-й участок – окна ротора и корпуса, на них приходится 40% всей площади; 2-й участок – рабочие поверхности между окнами, на них приходится 50% всех площадей и 3-й участок – основания и средние перемычки ротора и корпуса, на них приходится 10% всех поверхностей.

2. На первом участке выполняются следующие функции: 1) загрузка; 2) выгрузка; 3) формирование гидросмеси; 4) выравнивание концентрации щепы.

3. Впервые на примере роторных ПВД установок установлены закономерности выполнения функций на конических поверхностях конических трибосистем: на 40% осуществляются технологические операции; на 50% выполняются функции запорного устройства и на 10% имеет место граничное и жидкостное трение.

ЛИТЕРАТУРА

1. Костецкий Б.Н. Надежность и долговечность машин / Костецкий Б.Н., Носовский Н.Г., Бершавский Л.Н. – Киев: Техника, 1975. – 408с.
2. Нечаев Г.Н. Повышение надежности и продуктивности загрузочных устройств непрерывности варки целлюлозы и полуцеллюлозы: монография / Нечаев Г.Н., Камель Г.И. – Луганск: Изд-во СНЧ им. В.Даля, 2005. – 392с.

Поступила в редколлегию 23.06.2014.

УДК 621.9.048

РЕВЕНКО Ю. М., к.т.н., доцент
ВОЛОДЬКО Є.С., студентка

Дніпродзержинський державний технічний університет

ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ РОЗМІРНОЇ ОБРОБКИ ОТВОРІВ У ТВЕРДОСПЛАНИХ ДЕТАЛЯХ ПОЄДНАНИМ УЛЬТРАЗВУКОВИМ ТА ЕЛЕКТРОХІМІЧНИМ СПОСОБОМ

Вступ. Дана робота присвячена вирішенню ряду питань підвищення ефективності розмірної обробки твердосплавних деталей обладнання харчової промисловості (матриць макаронних пресів, ножів м'ясорубок та ін.) поєднанням ультразвуковим (УЗ) та електрохімічним (ЕХ) способом.

Постановка задачі. Мета роботи – на основі проведення досліджень поєднаної УЗ та ЕХ обробки твердих сплавів вивести залежність продуктивності обробки від її параметрів. Використання даної залежності дозволить розробити розрахунковий метод визначення раціональних режимів даної обробки. Це значно знизить трудомісткість, яка пов'язана з необхідністю по кожному концентратору-інструменту проводити скла-

дні експерименти для знаходження оптимальних режимів, що відповідають максимальній продуктивності та точності обробки твердих сплавів. Тому в умовах гострого дефіциту твердих сплавів, а особливо вольфрамомістких, та великої трудомісткості їх розмірної обробки ця проблема є досить актуальною.

Результати роботи. Як випливає із назви, ця комбінована обробка складається з двох простих методів: УЗ-го та ЕХ-го. Здавалося б, поєднавши ці два методи в один, можна забезпечити продуктивність, що дорівнювала б їх сумі. Насправді ж продуктивність поєднаної обробки у декілька разів вища від суми продуктивностей її складових. Це зростання продуктивності, у літературних джерелах назване „ефектом підсумовування” Марковим А.І. та ін. [1-3], пояснюється розчиненням кобальтової зв’язки твердого сплаву, що призводить до ослаблення карбідного скелету і цим полегшує процес УЗ руйнування оброблюваного матеріалу. Основна роль у підвищенні продуктивності поєднаної обробки більшістю дослідників відводилась її УЗ складовій. Проте через відсутність згаданої вище залежності до теперішнього часу не встановлені у кількісному вираженні долі УЗ та ЕХ складових у поєднаній обробці твердого сплаву, що необхідно знати для керування цим процесом. Це пов’язано з виключною складністю процесів, що проходять у зоні різання, де одночасно спостерігаються електрохімічні, електрофізичні, гідродинамічні, теплофізичні і чисто механічні явища.

Для розв’язання цієї задачі авторами [4, 5] запропоновано гіпотезу: підвищення продуктивності поєднаної обробки твердих сплавів порівняно із сумою продуктивностей її складових, здійснюваних окремо одна від одної, відбувається у результаті їх взаємної інтенсифікації. Функціональну залежність продуктивності поєднаної обробки від її параметрів можна виразити, спираючись на дану гіпотезу, наступною структурною формулою:

$$M_{\text{поєдн.}} = M_{\text{ЕХ}} \cdot K_A \cdot K_{\xi} + M_{\text{УЗ}} \cdot K_i \quad (1)$$

де $M_{\text{ЕХ}}$ – продуктивність ЕХ обробки;

$M_{\text{УЗ}}$ – продуктивність УЗ обробки;

K_A, K_{ξ}, K_i – показники, що виражають міру взаємної інтенсифікації процесів УЗ і ЕХ обробок та дозволяють ввести технологічні параметри ЕХ обробки у формулу продуктивності УЗ обробки і навпаки.

Перший доданок в правій частині рівняння (1) є долею ЕХ знімання, а другий – долею УЗ складової. Теоретична залежність продуктивності $M_{\text{УЗ}}$ від режимів УЗ обробки, що найточніше відображає процеси в зоні різання, була виведена Поляковим З.І. та Вшивцовим А.Н. і має наступний вигляд [6-8]:

$$M_{\text{УЗ}} = 0,25 \cdot K_1^3 \cdot K_{\Phi} \cdot N \cdot \rho^{15} \cdot f \cdot \eta^{-3} \cdot D^{-1} \cdot K_i \cdot \gamma_{\text{max}}^{5,608} \cdot (K_{\Pi} \cdot \gamma_{\text{max}}^{0,84} - \delta_{\text{поч}}) \times \\ \times \exp \left[-(\xi - \xi_{\text{max}})^2 \cdot (\sqrt{2} \cdot D)^{-2} \right], \quad (2)$$

де K_1 – коефіцієнт, що характеризує твердість оброблюваного матеріалу;

K_{Φ} – коефіцієнт форми виколу при впровадженні зерна абразиву в поверхню деталі;

N – число абразивних зерен у робочому зазорі;

ρ – радіус округлення абразивних зерен;

f – частота коливань;

η – пружна постійна матеріалів деталі, абразиву та інструменту, залежна від коефіцієнта Пуассона і модуля Юнга цих матеріалів;

D – дисперсія розподілу розмірів зерен, що беруть участь в обробці;

K_i, K_{Π} – розрахункові коефіцієнти;

Y_{max} – максимальне зближення торця інструмента з деталлю;
 $\delta_{поч}$ – сумарна пружна деформація, при якій на деталі з'являється кратер;
 $\bar{\xi}$ – середній арифметичний розмір абразивних зерен, що беруть участь в обробці;
 ξ_{max} – максимальний розмір абразивних зерен.

Максимальне зближення торця інструмента з деталлю знаходиться з формули:

$$Y_{max} = 2,06 \cdot P^{0,3} \cdot A^{0,164} \cdot \eta^{0,3} \cdot D^{0,3} \cdot \rho^{-0,15} \cdot N^{-0,3} \cdot K_n^{-0,3} \times \\ \times \exp[0,15 \cdot (\bar{\xi} - \xi_{max})^2 \cdot D^{-2}], \quad (3)$$

де P – зусилля подачі;

A – робоча амплітуда;

M_{EX} – продуктивність ЕХ обробки, що визначається із виразу [8]:

$$M_{EX} = \theta \cdot C \cdot I \cdot t, \quad (4)$$

де θ – вихід по струму при анодному розчиненні твердого сплаву;

C – електрохімічний еквівалент, г/А·с;

I – сила струму, А;

t – час електролізу, с.

Вихід по струму в структурній формулі (1) має такі визначення, які відповідають анодному розчиненню твердого сплаву (ТС) без впливу на цей процес УЗ чинників (тобто без накладання УЗ поля на електроліт і наявності в ньому абразиву). Це необхідно для встановлення значень коефіцієнтів K_A та K_{ξ} , що входять в залежність (1). Між-електродний зазор (МЕЗ) повинен за абсолютною величиною відповідати умовам поєднання УЗ і ЕХ обробок. Характер впливу УЗ поля на підвищення швидкості ЕХ розчинення металів викладено у працях учених В.В.Скорчеллеті, А.М.Гінберга, Н.М.Іванова та ін. [9-11]. Згідно з цими дослідженнями накладання УЗ поля на електроліт збільшує продуктивність ЕХ обробки за рахунок підвищення:

1. Електропровідності електроліту (зменшуються кінематична в'язкість, електрофоретичні та релаксаційні сили [11], інтенсивніше віддаляються продукти розчинення МЕЗ, відбувається незначна активація анодної поверхні за рахунок кавітації (знищується окисна плівка) [10].

2. Виходу по струму в результаті зменшення рівноважного потенціалу анода [9] і зменшення концентраційної та ЕХ поляризації [10] за рахунок інтенсивного перемішування електроліту ультразвуком.

Зміна рівноважного потенціалу анода пояснюється наступним: у нейтральних і лужних електролітах при накладанні на них ультразвукового поля підвищується водневий показник pH , тобто збільшується концентрація гідроксильної групи, знижуючи цим рівноважний потенціал анода $\varphi_p = \varphi_{ст} - 0,59pH$, а отже більше енергії йде на електроліз, що призводить до збільшення виходу по струму.

Облік усіх цих чинників у структурній формулі (1) передбачено введенням у неї відносного показника K_A , який відображає міру інтенсифікації ЕХ розчинення оброблюваного матеріалу за рахунок впливу на нього ультразвукового поля.

Збільшення ЕХ знімання матеріалу відбувається також за рахунок депасивації анодної поверхні абразивними зернами, що знаходяться в електроліті у виваженому етапі.

Інтенсифікація ЕХ обробки за допомогою абразивної депасивації оброблюваної поверхні (тобто видалення окисної плівки, що має великий омичний опір) була врахована відносним показником K_{ξ} .

Вплив щільності струму на УЗ складову, що проявляється в ЕХ розчиненні кобальтової в'язки і отже, в зменшенні зв'язку між зернами карбідів металів та міцності карбідного скелета), виражено в запропонованій формулі відносним показником K_i .

Після підстановки в структурну формулу (1) залежностей (2) і (3) вона прийме наступний вигляд:

$$M_{\text{поєдн.}} = \theta \cdot C \cdot I \cdot t \cdot K_A \cdot K_{\xi} \cdot 0,25 \cdot K_1^3 \cdot K_{\phi} \cdot N \cdot \rho^{1,5} \cdot f \cdot \eta^{-3} \cdot D^{-1} \cdot K_i \cdot \gamma_{\text{max}}^{5,608} \times \\ \times (K_{\Pi} \cdot \gamma_{\text{max}}^{0,84} - \delta_{\text{поч}}) \cdot \exp \left[-(\bar{\xi} - \xi_{\text{max}})^2 \cdot (\sqrt{2} \cdot D)^{-2} \right] \cdot K_i, \quad (5)$$

Таким чином, вивчення досліджень, проведених в області УЗ і ЕХ, а також поєднаної УЗ і ЕХ обробки металів, дозволили встановити функціональну залежність (5) продуктивності від параметрів поєднаної обробки ТС, що враховує більшість відомих чинників, які впливають на ефективність обробки.

Значення відносних показників K_A , K_{ξ} та K_i визначені автором експериментально, ці дані наведені в роботі [5]:

$$K_A = 1 + 0,6 \cdot (1 - 10^{-239A}); \quad (6)$$

$$K_{\xi} = 3 - 0,2(\xi - 10)^2; \quad (7)$$

$$K_i = 1 + 5(1 - 10)^{-0,0159i}, \quad (8)$$

де A – робоча амплітуда, мкм;

ξ – зернистість абразиву;

i – густина току, (А/м²·10⁻⁴).

Після підстановки у вираз (5) відносних показників (6)-(8) отримуємо остаточний вигляд залежності продуктивності поєднаної УЗ і ЕХ обробки твердих сплавів від її технологічних параметрів (i , A та ξ):

$$M_{\text{поєдн.}} = \theta \cdot C \cdot I \cdot t \cdot [1 + 0,6 \cdot (1 - 10^{-239A})] \cdot [3 - 0,02 \cdot (\xi - 10)^2] + \\ + 0,25 \cdot K_1^3 \cdot K_{\phi} \cdot N \cdot \rho^{1,5} \cdot f \cdot \eta^{-3} \cdot D^{-1} \cdot K_i \cdot \gamma_{\text{max}}^{5,608} \cdot (K_{\Pi} \cdot \gamma_{\text{max}}^{0,84} \cdot \delta_{\text{поч}}) \times \\ \times \exp \left[-(\bar{\xi} - \xi_{\text{max}})^2 \cdot (\sqrt{2} \cdot D)^{-2} \right] \cdot [1 + 5 \cdot (1 - 10^{-0,0159i})], \quad (9)$$

Оскільки поєднана обробка використовується переважно в якості чорнової операції, то оптимальними режимами будуть такі, що відповідають максимальній продуктивності при заданих точності обробки і шорсткості обробленої поверхні.

За допомогою виразу (9) можна оперативно на ЕВМ розрахувати оптимальні режими, що відповідають максимальній продуктивності обробки твердих сплавів.

При необхідності для того, щоб збільшити точність оброблюваних отворів у твердих сплавах, потрібно використовувати більш ефективний склад електрода ДИИ-1 [12], який у порівнянні з відомими підвищує точність поєднаної УЗ та ЕХ обробки твердих сплавів у 2 рази [13]. А так як при цьому можливе поєднання чистових та чорнових операцій, то відповідно в результаті збільшиться продуктивність обробки за рахунок зниження штучного часу, а також збільшиться конкурентоздатність цього перспективного методу.

Висновки. Отримана залежність (9) дозволяє оперативно на ЕВМ розрахувати оптимальні режими, що відповідають максимальній продуктивності поєднаної УЗ та ЕХ розмірної обробки твердосплавних деталей. Окрім цього, вона дає можливість вста-

новити кількісне вираження долі УЗ та ЕХ складових у поєднаній обробці твердих сплавів, які необхідно знати для керування цим процесом та подальшого його вдосконалення як з підвищення продуктивності обробки, так і її точності.

ЛІТЕРАТУРА

1. Марков А.И. Ультразвуковое резанье труднообрабатываемых материалов / Марков А.И. – М.: Машиностроение, 1968. – 387с.
2. Коваленко В.С. Электрофизические и электрохимические методы обработки материалов / Коваленко В.С. – К.: Вища школа, 1975. – 236с.
3. Мечетнер Б.Х. Ультразвуковая и комбинированная ультразвуковая и электрохимическая обработка деталей на станке мощностью 1,6 кВт: технологическое руководство / Мечетнер Б.Х., Манин М.И. – М: ЭНИМС, 1978. – 60с.
4. Исследование обработки прецизионных отверстий $\varnothing 1 + 12 \text{ мм}$ в твердом сплаве совмещенной УЗ и ЭХ методом вращающимся инструментом / Рук. З.И.Поляков, исп. Ю.М.Ревенко // Отчет ЧПИ: № г.р.Б489039. Изв. № 3128. – Челябинск, 1974. – 35с.
5. Ревенко Ю.М. Повышение эффективности обработки совмещенным ультразвуковым и электрохимическим способом / Ревенко Ю.М. – Днепродзерж. инд. ин-т. – Днепродзержинск, 1980. – 6 с. – Деп. В УкрНИИТИ 11.03.1980, №2068-Ук80.
6. Вшивцов А.В. Выбор режимов максимальной производительности размерной ультразвуковой обработки: дис...канд. техн. наук: 05.03.01 / Вшивцов А.В. – Челябинск, 1975. – 238с.
7. Поляков З.И. К расчету производительности ультразвукового резания / З.И.Поляков, А.В.Вшивцов // Научные основы автоматизации производительных процессов в машиностроении и приборостроении: 4-я Всесоюзн. конф., 1-2 февр. 1974 г.: материалы конф. – М., 1974. – С.30-35.
8. Вшивцов А.В. Разрушение хрупких материалов при импульсных контактных нагрузках / Вшивцов А.В., Поляков З.И., Ревенко Ю.М. // Технология машиностроения. – Т.: ТПИ. – 1974. – № 34. – С.168-174.
9. Скорчеллетти В.В. Теоретическая электрохимия / Скорчеллетти В.В. – Л.: Наука, 1959. – 608с.
10. Гинберг А.М. Ультразвук в химических и электрохимических процессах машиностроения / Гинберг А.М. – М.: Машиностроение, 1962. – 160с.
11. Иванов Н.М. Дисперсия электропроводности электролита в ультразвуковом поле. Размерная электрохимическая обработка / Иванов Н.М. – Г.: ГПИ, 1969. – 520с.
12. А. с. 833422 СССР, (51)М Кл.³ В 23 Р 1/16, В 06 В 3/00. Электролит абразивонесущий для совмещенной ультразвуковой и электрохимической обработки твердых сплавов / Ю.М.Ревенко, В.И.Черный (СССР). – Опубл. 30.05.81; Бюл. № 20.
13. Ревенко Ю.М. Усовершенствование метода размерной обработки отверстий в твердосплавных деталях оборудования пищевого машиностроения / Ревенко Ю.М. // Сборник научных трудов Днепродзержинского государственного технического университета (технические науки). – Днепродзержинск: ДГТУ. – 2007. – С.73-78.

Надійшла до редколегії 03.06.2014.

Днепродзержинский государственный технический университет

**АНАЛИЗ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ ШНЕКОВОГО КОНВЕЙЕРА
С УСТАНОВЛЕННОЙ ДОПОЛНИТЕЛЬНОЙ ЛОПАСТЬЮ**

Введение. На современном этапе развития машиностроения обработка деталей невозможна без операций лезвийной и абразивной обработок. Вследствие указанной выше обработки деталей, кроме готовой продукции, неотъемлемо образуется стружка и шлам, которые в дальнейшем подлежат переработке. Однако, для переработки стружки и шлама необходим ряд дополнительных операций, значимое место в которых занимает транспортирование.

Постановка задачи. Основным способом транспортирования стружки и шлама в промышленных масштабах является использование конвейерного транспорта. Широко используемой разновидностью конвейерного транспорта для транспортирования стружки является шнековый (винтовой) конвейер [1]. Простота конструкции и сравнительно невысокая стоимость, возможность транспортирования грузов без потерь и без загрязнения окружающей среды на расстояния значительной протяженности, обеспечение безопасных условий труда – все это обусловило широкое применение шнековых конвейеров во многих отраслях промышленности.

Основным недостатком шнековых конвейеров является сравнительно низкая производительность [2]. В первую очередь это относится к горизонтальным шнековым конвейерам, поэтому целью работы является анализ производительности шнекового конвейера с дополнительной лопастью.

Результаты работы. Исследование изменения показателей производительности шнекового конвейера проводилось на специально сконструированном экспериментальном стенде. Сначала был проведен ряд экспериментов на классической конструкции винтового конвейера при 20-ти, 25-ти, 30-ти и 35-ти процентной наполняемости желоба. После на самом теле пера шнека была закреплена лопасть, и был проведен ряд экспериментов уже на модернизированном шнековом конвейере. На основании данных эксперимента, отображенных в табл.1 и на рис.1, четко прослеживается зависимость увеличения производительности винтового конвейера с увеличением заполнения желоба до уровня, равного 30% загрузки желоба. После данной отметки наблюдается спад производительности относительно предыдущих показаний наполняемости желоба, из чего следует, что наиболее эффективным объемом наполнения желоба является 30%. Данный параметр и лег в основу следующих расчетов.

Таблица 1 – Зависимость производительности от наполняемости желоба шнекового конвейера

Наполняемость желоба, %	Производительность при различной наполняемости желоба, кг/час			
	20	25	30	35
Безлопастной шнек	17,7	52,1	229,5	108
Шнек с дополнительной лопастью	40,8	148,7	329,5	157,5

На рис.2 и в табл.2 приведены результаты производительности экспериментального исследования шнекового конвейера измененной конструкции с дополнительной лопастью. Производительность шнекового конвейера классической конструкции не обозначена на рис.2, а условно принята за нулевую отметку. Следовательно, все данные на

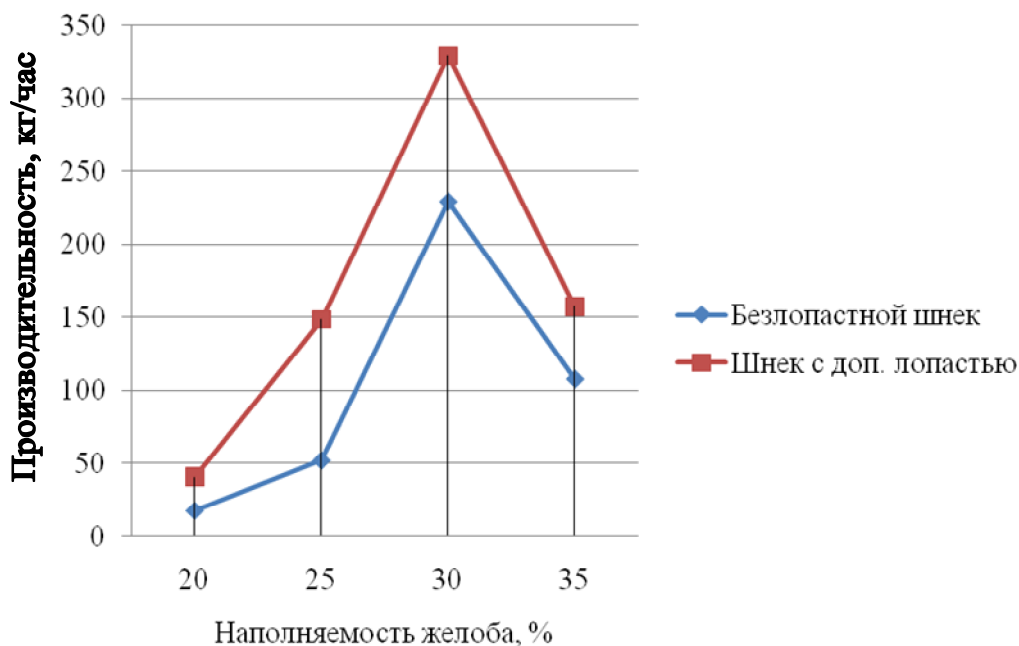


Рисунок 1 – График зависимости производительности от наполняемости желоба шнекового конвейера

рис.2 отображают положительную динамику роста производительности шнекового конвейера с установленной дополнительной лопастью на самом теле пера шнека.

Таблица 2 – Производительность шнекового конвейера с дополнительной лопастью

	Выход стружки (кг/час) при наполнении желоба, равном 30%					
Угол атаки лопасти, °	15	30	45	60	75	90
Количество выхода стружки, г	5,7	5,8	6	5,9	5,9	5,7

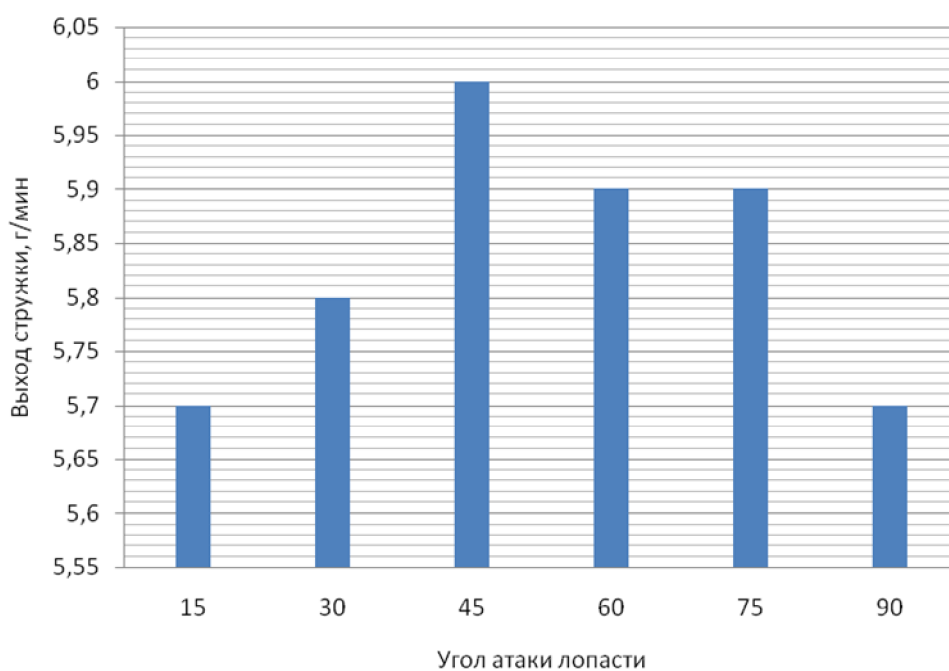


Рисунок 2 – Зависимость производительности шнекового конвейера от угла атаки дополнительной лопасти при наполнении желоба, равном 30%

На рис.2 наблюдается равномерное увеличение производительности шнекового конвейера с дополнительной лопастью. Причем увеличение производительности стабильное для различных углов атаки дополнительной лопасти. Однако наблюдается неравномерность производительности для каждого варианта наполнения желоба. Хотя рост производительности и незначителен, но присутствует в диапазоне углов атаки дополнительной лопасти от 15° до 45°. Спад производительности прослеживается в диапазоне углов атаки дополнительной лопасти от 45° до 90°.

Для полноты эксперимента и подтверждения или опровержения выведенной зависимости был проведен расчет прироста производительности шнекового конвейера с дополнительной лопастью, расположенной под разными углами атаки. Результаты расчета приведены в табл.3 и на рис.3.

На рис.3 для удобства сопоставления производительностей шнековых конвейеров классической и лопастной конструкций в качестве начала отсчета была принята производительность классического шнекового конвейера, обозначенная линией на отметке 100%.

Таблица 3 – Прирост производительности шнекового конвейера с дополнительной лопастью

Угол атаки лопасти, °	Прирост выхода стружки (%) при наполняемости желоба 30%					
	15	30	45	60	75	90
Прирост производительности, %	102	104,5	106,8	105	104,8	101,7

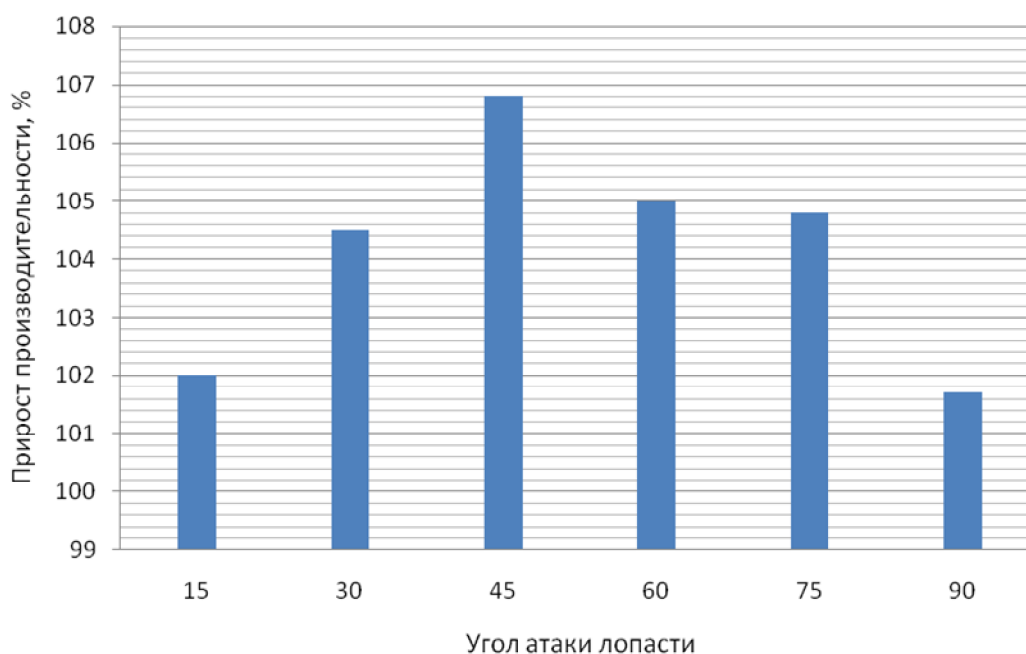


Рисунок 3 – Зависимость прироста производительности шнекового конвейера от угла атаки дополнительной лопасти при наполнении желоба, равном 30%

На рис.3 прослеживается рост производительности в диапазоне углов атаки дополнительной лопасти от 15° до 45°, как и на рис.2. Аналогично рис.2, спад производи-

тельності прослеживається в діапазоні кутів атаки додаткової лопасті від 45° до 90° . З рис.3 випливає, що кут атаки додаткової лопасті є одним з важливих факторів, впливаючим на приріст продуктивності шнекового конвеєра.

Висновки. Дослідження процесу транспортування металічної стружки показало, що додаткова лопасть сприяє збільшенню продуктивності шнекового конвеєра порівняно з класичною конструкцією. Також дослідження процесу транспортування металічної стружки показало, що продуктивність шнекового конвеєра з додатковою лопастью залежить від кута атаки цієї лопасті, який найбільш ефективен на рівні 45° .

ЛИТЕРАТУРА

1. Евстратов В.А. Шнековые прессы и винтовые конвейеры в промышленности строительных материалов / В.А.Евстратов, Н.Н.Евстратова. – Ростов на-Дону: Изд-во СКНЦ ВШ, 2001. – 206с.
2. Евстратов В.А. Влияние геометрии шнековой лопасти на эффективность функционирования вертикального винтового конвейера Текст / В.А.Евстратов // Изв. вузов. Сев.-Кавк. регион. Технические науки. – 2000. – № 1. – С.86-89.

Поступила в редколлегию 07.04.2014.

УДК 629.463–621.821

БЕЙГУЛ О.О., д.т.н., професор
ШУЛЬГА А.С., к.т.н., доцент
ШУЛЬГА О.А., аспірант

Дніпродзержинський державний технічний університет

ДОСЛІДЖЕННЯ ШВИДКОСТІ КОВЗАННЯ В ОПОРАХ КУЗОВА НА ВІЗКИ ПРОМИСЛОВИХ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ

Вступ. В процесі експлуатації деяких транспортних засобів, які рухаються на колесах промислових підприємств, виявляються значні зноси деталей опор кузова на візки (п'ятникових вузлів). Особливо значні зноси спостерігаються в п'ятникових вузлах думпкарів вантажопідйомністю 850 кН, які експлуатуються в умовах гірничо-збагачувальних комбінатів. Дослідження умов роботи п'ятникових вузлів показали, що тертя їх відбувається в умовах наявності абразивних частинок. Масові пошкодження та значні затрати на відновлення та заміну деталей вузлів вимагають вияснення причин інтенсивного зносу та розробки заходів по їх скороченню.

Постановка задачі. Характер та інтенсивність процесів руйнування при зносі в значній мірі визначаються швидкістю ковзання v_x і тиском p , які є основними при розгляді закономірностей зносу.

Дослідження [1] показали, що інтенсивність зносу при монотонній зміні швидкості ковзання разом з поступовим розвитком може змінюватися при деяких значеннях v_x стрибкоподібно в декілька разів. При деяких швидкостях ковзання виникає форма нормального механо-хімічного зносу, в той час як при інших швидкостях ковзання можуть виникати патологічні процеси зношування, викликані скріпленням першого або другого роду. При цьому остання форма зносу, як правило, супроводжується тепловим

переобтяженням зони контакту. Тому одним з найбільш важливих параметрів при розрахунку підшипників сухого тертя є параметр pv_k , що характеризує знос і тепловиділення в процесі тертя, який необхідно розрахувати.

Результати роботи. Для розрахунку швидкості ковзання, яка виникає в парі тертя п'ятник – підп'ятник п'ятникового вузла залізничного вагона, розглянемо хвилястий рух візка відносно кузова, який виникає через конічну форму коліс, нерівності шляху та інші фактори. Згідно з роботою [3] диференціальне рівняння розглянемо хвилястого руху колісної пари візка має вигляд:

$$\frac{d^2y}{dx^2} + \frac{\gamma}{RS}y = 0, \quad (1)$$

де x – відстань, яка вимірюється вздовж осі шляху, м;

y – зміщення осі колісної пари, м;

γ – конусність бандажів коліс (для стандартних коліс $\gamma = 0,05$);

R – радіус колеса, м;

$2S$ – відстань між колами катання коліс, м.

У зв'язку з тим, що можна знехтувати початковою фазою, приймаємо для початкових умов $x = 0$.

Тоді $y = y_a$ – амплітуда коливання колісної пари, м;

$$\frac{dy}{dx} = \varphi - \text{кут повороту колісної пари, рад.}$$

Загальне розв'язання диференціального рівняння (1) має наступний вигляд:

$$y_a = C_1 \cos \omega x + C_2 \sin \omega x, \quad (2)$$

де C_1, C_2 – константи, які потрібно знайти з початкових умов;

ω_1 – кругова частота коливання колісної пари, с^{-1} .

Визначаємо константи інтегрування для початкових умов:

$$C_1 = y_a; C_2 = 0.$$

Після підстановки значень C_1 і C_2 розв'язання рівняння (1) наступне:

$$y = y_a \cos \omega x.$$

Кут повороту колісної пари:

$$\varphi = \frac{dy}{dx} = -y_a \omega \sin \omega x. \quad (4)$$

Максимальне значення кута повороту буде при $\sin \omega_1 \cdot x = -1$, тоді, розв'язуючи рівняння (4), отримуємо:

$$\varphi_a = y_a \omega. \quad (5)$$

Кутова швидкість повороту візка:

$$\dot{\varphi} = \frac{d\varphi}{dt} = \frac{\partial^2 y}{\partial x \partial t} = -y_a \omega^2 \cos \omega x \frac{dx}{dt}. \quad (6)$$

Підставляючи значення (5) в (6), отримуємо максимальне значення кутової швидкості:

$$\dot{\varphi}_{\max} = \frac{d\varphi}{dt} = y_a \omega^2 v, \quad (7)$$

де v – швидкість руху вагона, м/с.

Максимальне значення швидкості ковзання в парі п'ятник – підп'ятник п'ятникового вузла вагона:

$$v_{\dot{\varphi}\max} = \dot{\varphi}_{\max} r = y_a \omega^2 v r, \quad (8)$$

де r – відстань до точки повороту підп'ятника, м.

Кругову частоту коливань можна визначити з виразу

$$\omega = \sqrt{\frac{\gamma}{RS}}. \quad (9)$$

При русі візка по кривих ділянках шляху і на стрілочних переводах швидкість ковзання у п'ятниковому вузлі буде відрізнятися від розрахованої швидкості ковзання для випадку руху по прямих ділянках.

Для розрахунку швидкості ковзання по кривих ділянках користуємось рівнянням для знаходження кута повороту візка:

$$\alpha = \frac{180 \cdot 2L}{2\pi R_{\epsilon\delta}}, \quad (10)$$

де $2L$ – база вагона, м;

$R_{кр}$ – радіус кривої, м.

Кутову швидкість повороту візка можна знайти із залежності:

$$\dot{\varphi} = \frac{\alpha_{\max}}{t_{n.к}}, \quad (11)$$

де α_{\max} – максимальний кут повороту візка, рад;

$t_{n.к} = \frac{L_{n.к}}{v}$ – час руху вагона в перехідній кривій, с;

$L_{i.е}$ – довжина перехідної кривої, м;

v – швидкість руху вагона, м/с.

Знаючи кутову швидкість повороту візка на кривих ділянках шляху, можна розрахувати швидкість ковзання:

$$v_{\dot{\varphi}} = \varphi r. \quad (12)$$

Розрахунки, проведені за наведеними вище формулами з урахуванням фактичних умов і режимів експлуатації на гірничо-збагачувальних комбінатах, показали, що максимальна швидкість ковзання $v_k = 0,00825$ м/с відбувається при русі вагона в кривих. При звичайному русі по прямих ділянках шляху $v_k \approx 0,003$ м/с, яка значно менша від $v_k = 0,1$ м/с, при якій згідно з роботою [1] виникає патологічний знос зі скріпленням першого роду.

Отримані результати розрахунків можна використати для оцінки роботи п'ятникового вузла за параметром:

$$pv_{\dot{\varphi}} \leq [pv_{\dot{\varphi}}], \quad (13)$$

де p – тиск в контактуючих поверхнях тертя, Í /i i^2 ;

v_k – швидкість ковзання, м/с.

Розрахунок тиску можна провести за формулами, наведеними у роботі [2]. Результати розрахунків показують, що $pv_e \leq 10 \text{ Н}\cdot\text{м/мм}^2\cdot\text{с}$, що значно менше допустимого значення $pv_e \leq 20 \div 40 \text{ Н}\cdot\text{м/мм}^2\cdot\text{с}$.

Таким чином, в зоні тертя не виникають значних теплових виділень і не виникає паталогічний знос зі скріпленням другого роду.

Висновки. Проведене теоретичне дослідження дозволяє отримати математичні залежності для розрахунку швидкостей ковзання в парі п'ятник – підп'ятник вагонів при їх русі на різних ділянках залізничного шляху промислових підприємств. Установлено, що в механізмі руйнування робочих поверхонь деталей вузла відсутні силові та теплові переобтяження, які призводять до паталогічних зносів при скріпленнях першого або другого роду.

ЛІТЕРАТУРА

1. Костецкий Б.И. Трение, смазка и износ в машинах / Костецкий Б.И. – К.: Техніка, 1970. – 396с.
2. Расчет удельных давлений в пятниковом узле железнодорожного вагона/Гребеник В.М., Шульга А.С., Гонтаровський П.П., Кучеренко В.Ф. // Исследование и конструирование деталей и узлов подвижного состава: труды ДИИТ. – Днепропетровск: ДИИТ. – 1973. – Выпуск 145. – С.119-128.
3. Вершинский С.В. Динамика вагонов / С.В.Вершинский, В.Н.Данилов, И.И.Челноков. – М.: Транспорт, 1972. – 310с.

Надійшла до редколегії 15.09.2014.