

МАШИНОСТРОЕНИЕ И МАШИНОВЕДЕНИЕ

УДК 621.833

**П. Д. БАЛАКИН
А. М. КРОПАЧЕВ**

Омский государственный
технический университет

Омский государственный
аграрный университет

РАСЧЕТ МЕХАНИЧЕСКОГО КПД ПРЕОБРАЗОВАТЕЛЯ ДВИЖЕНИЯ ВОЛНОВОГО ТИПА

Проведен расчет механического КПД преобразователя движения волнового типа, в котором скольжение активных поверхностей заменено качением, что делает предлагаемую конструкцию перспективной и конкурентоспособной.

Ключевые слова: передача, преобразователь, промежуточные тела, качение, КПД, скольжение.

Стремление реализовать большое передаточное отношение в одной ступени в свое время привело к созданию целого класса волновых передач, имеющих в своем строении гибкое звено, упругая волновая деформация которого используется для преобразования движения [1].

Применение промежуточных тел в передачах зацеплением обусловлено желанием:

- 1) убрать проблемное звено с упругой волновой деформацией,
- 2) упростить ремонт и замену активных элементов,

3) повысить механический КПД передачи за счет полного или частичного перевода неустранимого скольжения активных поверхностей в качение по ним посредников — промежуточных тел, вводимых в зацепление.

Среди известных схем преобразователей движения с промежуточными телами качения можно выделить конструктивную схему, предложенную группой томских изобретателей [2], которая вобрала в себя все основные достоинства волновых передач с промежуточными телами качения в качестве связей актив-

ных поверхностей звеньев и является одной из наиболее перспективных схем для дальнейшей модернизации.

Схема [2] не лишена недостатков, основные из которых порождены стесненными условиями, в которых находится промежуточное тело (шарик), вследствие чего возникает скольжение в системе зацепления промежуточных тел с поверхностью торцевой волновой канавки выходного звена преобразователя, в сепараторе, где происходит потери энергии при передаче силового потока.

В [3] проведен тепловой расчет и расчет механического КПД преобразователя движения с промежуточными телами шариками по [2], который показывает, что потери энергии могут быть весьма значительными. И это обстоятельство ограничивает КПД преобразователя в пределах 0,5–0,6, кроме того, в условиях высокой компактности схемы и при малой поверхности теплоизлучения потери энергии могут привести к значительному нагреву несущих элементов конструкции. Нагрев может ускорить износ элементов конструкции, а также потерю работоспособности конструкции в целом. В связи с этим возникает необходимость принятия дополнительных мер по организации теплоотвода, и в этом направлении необходимо увеличивать габариты конструкции для увеличения поверхности теплоотдачи, вводить в конструкцию смазочные материалы, организовать дополнительное охлаждение конструкции.

Все это свидетельствует о том, что вопрос снижения потерь энергии при преобразованиях движения является одним из наиболее актуальных при синтезе преобразователей движения волнового типа.

В [4] нами было предложено одно из возможных технических решений преобразователя движения с промежуточными телами качения.

Конструктивная схема представлена на рис. 1.

Преобразователь движения (рис. 1) состоит из корпуса 1, волнового генератора 2, упорного подшипника 3, промежуточных тел качения 5, выполненных в виде радиальных подшипников качения с наружной 10 и внутренней 11 обоймами и рычагом 4 (рис. 2), причем наружная обойма 10 представляет собой поверхность вращения с выпуклой криволинейной образующей, а внутренняя обойма 11 установлена неподвижно на конце рычага 4, размещенного подвижно в корпусе 1 преобразователя движения, выходного колеса 7, на торцевой поверхности которого выполнена волновая канавка 6, радиально-упорного подшипника 8, радиальных подшипников 9, передаточного узла, содержащего три звена 3, 12, 13, одно из звеньев 3 связано с волновым генератором 2. Угол α — угол наклона косой шайбы генератора к общей оси преобразователя в контакте промежуточных тел с поверхностью кривой шайбы генератора 2.

Преобразователь движения работает следующим образом. Волновой генератор 2 от вала привода двигателя получает вращение. Далее кривая шайба, выполненная на волновом генераторе 2, генерирует волну деформации и через упорный подшипник качения 3 передает ее на промежуточные тела 5. При этом упорный подшипник 3 контактирует с промежуточными телами 5 в зоне С рычага 4 (рис. 2).

Промежуточные тела 5 под воздействием генератора последовательно совершают ограниченное круговое, колебательное движение. В своем движении промежуточные тела 5 взаимодействуют с поверхностью круговой торцевой волновой канавки 6, являющейся активной поверхностью выходного звена 13. Волновая канавка выполнена на торцевой поверх-

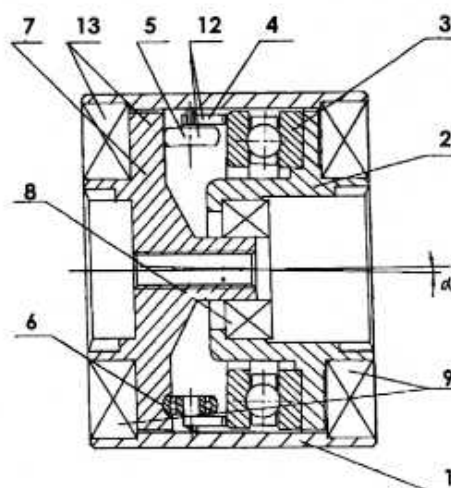


Рис. 1. Преобразователь движения.
1 – корпус преобразователя; 2 – генератор волн;
3 – упорный подшипник; 4 – рычаг промежуточного тела;
5 – промежуточные тела – подшипники;
6 – волновая канавка; 7 – выходное колесо;
8 – радиально-упорный подшипник;
9 – радиальные подшипники;
12 – передаточное звено преобразователя;
13 – выходное звено преобразователя;
 α – угол наклона кривой шайбы-генератора к общей оси преобразователя

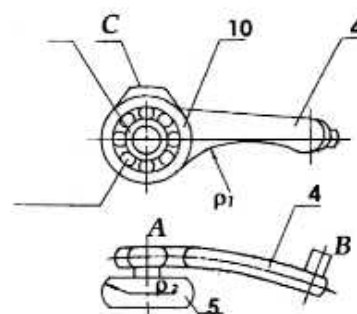


Рис. 2. Промежуточное тело

ности выходного колеса 7, при этом количество волн на единицу меньше количества промежуточных тел 5. В таком взаимодействии колебательное движение промежуточных тел 5 преобразуется во вращательное движение выходного колеса 7.

Упорные подшипники 9, установленные в корпусе 1 воспринимают осевые составляющие передаваемого силового потока, а радиально-упорный подшипник 8 выполняет функцию базирования ведущего 2 и ведомого 13 звеньев, кроме того, с его помощью осуществляется регулировка зазоров, в том числе между активными поверхностями основных звеньев. Подшипник 3 исключает скольжение в контакте промежуточных тел 5 с поверхностью кривой шайбы генератора 2.

В данной конструкции сепаратор традиционной конструкции отсутствует, и геометрические связи промежуточных тел в передаточном звене конструктивно разнесены. Исполнение промежуточных тел в виде подшипников качения позволяет устранить геометрическое скольжение промежуточных тел и заменить его чистым качением. Данное техническое решение преобразователя устраняет недостатки ранее известной схемы по [2] и снижает энергетические потери при передаче силового потока.

Как и в известной схеме [2], в предложенной конструкции [3] имеют место два преобразования силового

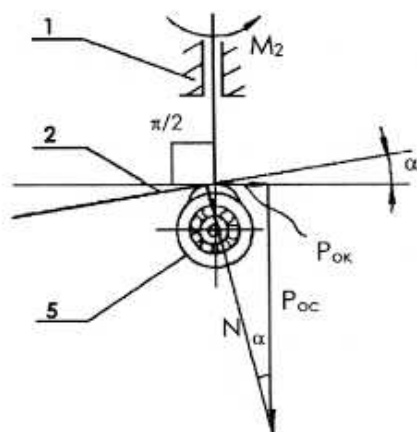


Рис. 3. Схема сил, действующих на генератор при первом преобразовании движения

потока. Первое (рис. 3), соответственно, преобразует входное вращательное движение в колебательное движение промежуточных тел. Во втором преобразовании (рис. 4) колебательное движение промежуточных тел преобразуется во вращение выходного колеса 7. Отобразим основные зависимости параметров при преобразовании силового потока.

Первое преобразование с учетом потерь выглядит так:

$$M_2 d\varphi_2 \cdot \eta_{обш1} = P_{ос} dS_5, \quad (1)$$

откуда

$$P_{ос} = \frac{M_2 d\varphi_2 \cdot \eta_{обш1}}{dS_5}, \quad (2)$$

где dS_5 — элементарное перемещение промежуточных тел 5 в их движении; $\eta_{обш1} = \eta_m \eta_1 \eta_8 \eta_9$ — потери в первом преобразовании; η_m — парциальный КПД муфты соединяющей источник движения с ведущим звеном (на рис. 1 муфта не изображена); η_1, η_8, η_9 — парциальные КПД подшипников качения.

Минимальная осевая нагрузка определяется так:

$$P_{ос min} = \eta_{обш1} M_2 / A_5 \quad (3)$$

где A_5 — максимальное осевое перемещение (амплитуда) промежуточных тел от срединной линии волновой канавки 6 на колесе 7; $2A_5$ — соответственно, полное перемещение промежуточных тел.

Силовые соотношения между звеньями во втором преобразовании без учета потерь имеют вид векторного уравнения:

$$\overline{P_{ос}} + \overline{R^n} + \overline{P_{ок2}} = 0, \quad (4)$$

где R^n — нормальная реакция со стороны волновой канавки колеса 7 на промежуточное тело 5, вызываемая осевой силой $P_{ос}$ от первого преобразования.

$$P_{ок2} = P_{ос} \operatorname{tg} \beta \quad (5)$$

где β — переменный по величине угол нормали к поверхности волновой канавки, определяемой ее геометрией и принимающий значения для конкретного промежуточного тела 5 от $\beta = \beta_{max}$ до $\beta = 0$.

Выходной момент для предложенной конструкции преобразователя определяется простой зависимостью:

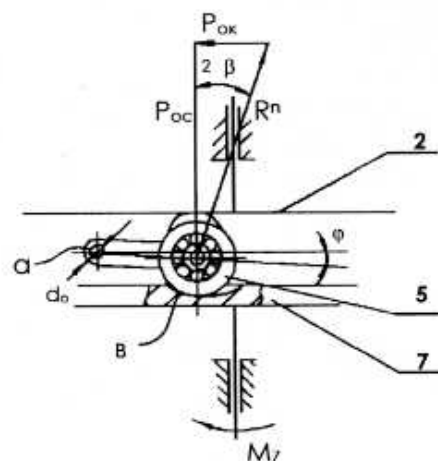


Рис. 4. Схема сил, действующих на промежуточное тело при втором преобразовании движения

$$M_7 = P_{ок2} \frac{A_{cp}}{2}. \quad (6)$$

Остановимся подробнее на основных потерях во втором преобразовании.

В передаточном звене предложенной схемы преобразователя движения, в зоне «а» (рис. 4) заделки оси рычага в корпусе преобразователя может возникать трение скольжения, поскольку рычаг промежуточного тела 5 установлен подвижно в корпусе преобразователя (вращательная пара).

Соответственно, потери энергии на трение скольжения в зоне «а» определяются так:

$$A_{тр} = P_{ок2} f \frac{d_{ос}}{2} \Delta \varphi, \quad (7)$$

где $P_{ок2} = 2M_7 / A_{cp}$ — окружное усилие в передаточном звене промежуточных тел; f — коэффициент трения; $d_{ос}$ — диаметр оси рычага; $\Delta \varphi$ — угол отклонения рычага от срединной линии при осевом перемещении промежуточного тела.

В зоне «в» взаимодействия промежуточного тела с поверхностью волновой канавки будет наблюдаться качение, но при этом потери энергии происходят в самом промежуточном теле — подшипнике. Принимая в расчет КПД радиального подшипника качения равным 0,98, потери энергии в промежуточном теле, таким образом, составляют 2 %.

Тогда совокупные потери энергии при втором преобразовании имеют вид:

$$A_{пот2} = A_{тр} + A_{пот.п.т.}, \quad (8)$$

где $A_{пот.п.т.}$ — потери энергии в промежуточном теле (подшипнике) 5.

Полезная работа во втором преобразовании

$$A_{пол} = 2\pi M_7. \quad (9)$$

Общий КПД при втором преобразовании определяется как:

$$\eta_{обш2} = \frac{A_{пол}}{A_{пол} + A_{пот2}}. \quad (10)$$

Далее рассмотрим пример определения механического КПД при втором преобразовании движения и силового потока.

Для этого примем следующие значения:

$M_1 = 10 \text{ Нм}$ ($P_{\text{ок2}} = 200 \text{ Н}$; $A_{\text{ср}}/2 = 0,05 \text{ м}$); $U_{7,3} = 15$;
 $f = 0,1$; $d_{\alpha}/2 = 0,0015 \text{ м}$; $\Delta\varphi = 5^\circ$.

За один оборот генератора полезная работа составит:

$$A_{\text{пол}} = 10 \text{ Нм} \frac{2\pi}{15} = 4,19 \text{ Дж},$$

$$A_{\text{пр}} = 200 \times 0,1 \times 0,0015 \times 5 = 0,15 \text{ Дж}.$$

Совокупные потери при переходе согласно (8)

$$A_{\text{пот2}} = 0,15 + 0,02 = 0,17 \text{ Дж}.$$

Затраченная работа на втором преобразовании

$$A_{\text{затр}} = A_{\text{пол}} + A_{\text{пот2}} = 4,19 + 0,17 = 4,36 \text{ Дж},$$

а механический КПД $\eta_{\text{общ2}}$ второго преобразования

$$\eta_{\text{общ2}} = 4,19/4,36 = 0,96.$$

Далее, общий КПД преобразователя движения рассчитываем как:

$$\eta_{\text{общ}} = \eta_{\text{общ1}} \eta_{\text{общ2}}, \quad (11)$$

где $\eta_{\text{общ1}}$ — механический КПД первого преобразования.

Учитывая, что потери энергии на первом преобразовании происходят в подшипниках 3, 8 и 9 (рис. 1), КПД первого преобразования имеет вид

$$\eta_{\text{общ1}} = \eta_{\text{подш3}} \eta_{\text{подш8}} \eta_{\text{подш9}}, \quad (12)$$

тогда

$$\eta_{\text{общ1}} = 0,98 \times 0,98 \times 0,98 = 0,94.$$

Общий КПД преобразователя движения составляет

$$\eta_{\text{общ}} = 0,96 \times 0,94 = 0,9.$$

Исходя из полученных результатов расчета, можно сделать следующие выводы:

1. КПД предложенного технического решения преобразователя движения существенно выше чем у известной схемы [2].

2. Снижение потерь энергии при преобразовании силового потока позволяет достигать высокой компактности конструкции без нагрева несущих эле-

ментов и, как следствие, без дополнительного охлаждения.

Таким образом, предложенное в [4] конструктивное решение преобразователя движения волнового типа является весьма перспективным для применения в узлах машин и механизмов, а также более энергетически совершенным по сравнению с известной схемой [2].

Данное решение является не единственным возможным перспективным решением преобразователей движения и может иметь другие варианты конструктивных исполнений, например, [5].

Библиографический список

1. Гинзбург Е.Г. Волновые зубчатые передачи / Е.Г. Гинзбург. — Л.: Машиностроение, 1969. — 159 с.
2. Пат. RU 2179272 С1 Российская Федерация МПК F 16 Н 25 / 06 // Дифференциальный преобразователь скорости «редуктор — подшипник» / Становской В.В., Шибико А.Ф., Ремнева Т.А., Становской А.В., Кривошеев В.В.; заявитель и патентообладатель ООО «Томские трансмиссионные системы». — № 2001108604/28; заявл. 30.03.01; опубл. 10.02.02. / Бюл. № 4. 2002.
3. Балакин, П.Д. Преобразователи движения волнового типа с промежуточными телами в качестве связей активных поверхностей основных звеньев / П.Д. Балакин // Омский научный вестник. — Омск: ОмГТУ, 2002. — Вып. 21. — С. 58–61.
4. Пат. RU 52961 U1 Российская Федерация МПК F 16 Н 25 / 06 Соосный преобразователь скорости // Балакин П.Д., Кропачев А.М., Михайлик О.С.; заявитель и патентообладатель Омский государственный технический университет. — № 2005130054/22; заявл. 26.09.05; опубл. Бюл. № 4, 2006.
5. Балакин, П.Д. Новые технические решения преобразователей движения волнового типа с промежуточными телами в качестве связей активных поверхностей звеньев / П.Д. Балакин, А.М. Кропачев // Динамика систем, механизмов и машин: матер. V Междунар. науч.-техн. конф. — Омск: ОмГТУ, 2004. — С. 23–27.

БАЛАКИН Павел Дмитриевич, доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой «Теория механизмов и машин» Омского государственного технического университета.

КРОПАЧЕВ Александр Михайлович, инженер кафедры «Детали машин и инженерной графики» Омского государственного аграрного университета.
 Адрес для переписки: e-mail: amkr@yandex.ru

Статья поступила в редакцию 28.12.2009 г.

© П. Д. Балакин, А. М. Кропачев

Книжная полка

Холодкова, А. Г. Технологическая оснастка [Текст]: учеб. для вузов по специальности «Технология машиностроения» направления подгот. «Конструкторско-технологическое обеспечение машиностроительных производств» / А. Г. Холодкова. — М.: Академия, 2008. — 366, [1] с.: рис., табл. — (Высшее профессиональное образование). — Библиогр.: с. 364–365. — ISBN 978-5-7695-4322-7.

Изложены вопросы проектирования технологической оснастки для механосборочного производства с учетом ее назначения, конструктивных особенностей и особенностей производства. Приведены методики расчета точности приспособлений, их параметров, силовых характеристик и экономической эффективности. Рассмотрены особенности применения универсально-сборной оснастки, приспособлений для сборки и контроля, в том числе гибкого автоматизированного производства.

МЕТАЛЛОРЕЖУЩИЙ ИНСТРУМЕНТ С ПРЕДВАРИТЕЛЬНЫМ ПОДОГРЕВОМ СМЕННЫХ ТВЕРДОСПЛАВНЫХ ПЛАСТИН

На основании проведенных исследований разработана новая конструкция металлорежущего инструмента, обеспечивающая повышение работоспособности путем предварительного подогрева сменной твердосплавной пластины сборного инструмента.

Ключевые слова: работоспособность, инструмент, предварительный нагрев, температура, резание.

Сложные природно-климатические условия работы нефтегазопромыслового оборудования обуславливают необходимость применения высокопрочных коррозионностойких материалов при изготовлении деталей этого оборудования. Как правило, эти материалы относятся к разряду труднообрабатываемых. При обработке резанием указанных материалов возникают большие температуры в режущей части инструмента, которые главным образом определяют его работоспособность.

Эффективность машиностроительного производства во многом определяется используемым металлорежущим инструментом. В настоящее время наибольшее распространение получили сборные инструменты со сменными многогранными пластинами (СМП) из инструментальных твердых сплавов (ИТС). Данный вид инструментов используется при всех видах механической обработки резанием. СМП используются в следующих сборных инструментах: токарных резцах, сверлах, зенкерах, фрезах, протяжках.

Из практики эксплуатации сборных режущих инструментов было установлено, что их работоспособность во многом определяется физико-механическими характеристиками ИТС. Анализ видов разрушений СМП в сборных режущих инструментах в производственных условиях показал, что наиболее характерным видом разрушений пластин является поломка. Доля СМП, выходящих из строя в результате поломок, составляет 30–40 %. Так, например, по Тюменскому моторному заводу при обработке высоколегированных сталей и жаропрочных сплавов количество отказов сборного режущего инструмента из-за поломок СМП составляет 40 %. Статистика разрушений СМП сборных инструментов по этому заводу представлена на рис. 1.

На долю отказов сборных инструментов с СМП в результате поломки, скалывания и выкрашивания пластин приходится 70 % для 5-гранных СМП по ГОСТ 19064-80 и 75 % для 3-гранных СМП по ГОСТ 19075-80 (рис. 1).

На основании теории Шпета [1] была сформулирована гипотеза о том, что внутренние напряжения, которые должны возникать в ИТС при изготовлении СМП, могут быть одной из главных причин разруше-

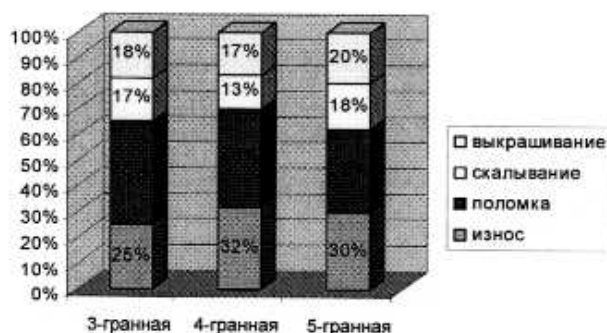


Рис. 1. Доли отказов СМП

ния режущих пластин. Однако до настоящего времени не были изучены влияние и механизм воздействия внутренних напряжений в ИТС на работоспособность СМП сборных инструментов.

Установлена возможность снижения внутренних напряжений путем предварительного нагрева СМП, для повышения работоспособности сборных инструментов с СМП за счет устранения хрупкого состояния в начальный период резания [1]. Для проведения экспериментальных исследований образцами являлись стандартные СМП из твердых сплавов ВК8, ВК10 и ВК15. Рентгенографические исследования проводились при температурах от 20 до 700 °С. Качественный анализ дифрактограмм (рис. 2) показал, что с увеличением температуры нагрева твердосплавного образца ширина дифракционной линии уменьшается для всех сплавов группы ВК, что свидетельствует о снижении внутренних напряжений. В результате расшифровки дифрактограмм построены графики зависимостей внутренних напряжений от температуры для разных твердых сплавов группы ВК (рис. 3).

В результате исследований влияния температуры на изменение внутренних напряжений в ИТС (рис. 3) было установлено, что при комнатной температуре (20 °С) внутренние напряжения могут достигать значений, близких к предельным σ_c , а при увеличении температуры путем предварительного нагрева СМП до 600 °С до начала процесса резания практически полностью сниматься.

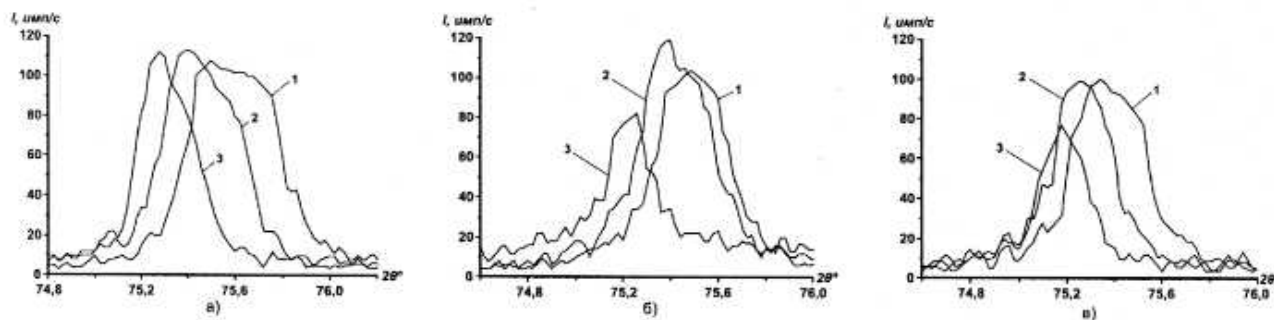


Рис. 2. Дифрактограммы для сплавов BK8 (а), BK10 (б), BK15 (в) при разных температурах: 1 – при 100 °C, 2 – при 300 °C, 3 – при 600 °C

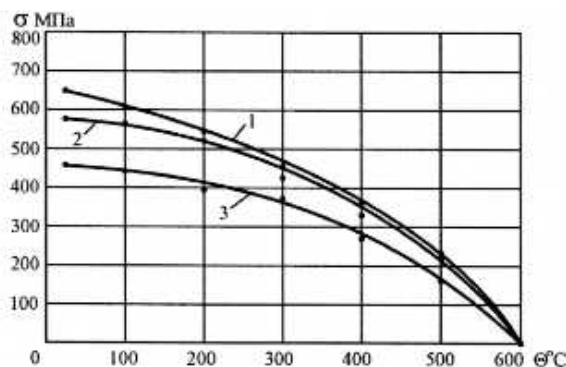


Рис. 3. Зависимость внутренних напряжений от температуры для разных сплавов BK: 1 – BK8, 2 – BK10, 3 – BK15

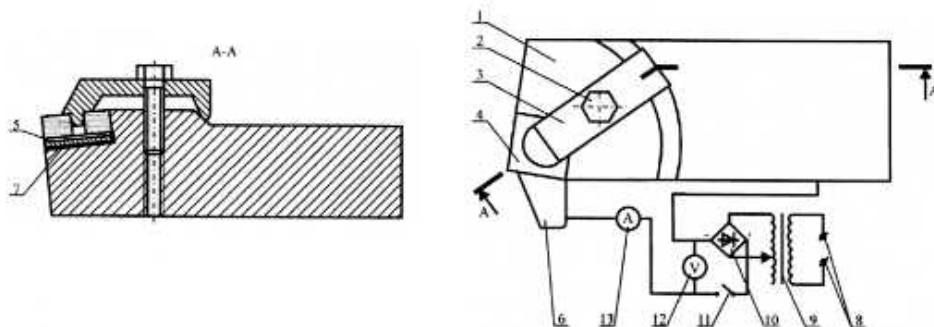


Рис. 4. Металлорежущий инструмент с принципиальной электрической схемой предварительного подогрева: 1 – корпус, 2 – винт, 3 – прихват, 4 – режущая пластина, 5 – полупроводниковый слой, 6 – токоподводящая пластина, 7 – изолирующая прокладка, 8 – источник питания, 9 – лабораторный трансформатор, 10 – выпрямитель, 11 – ключ, 12 – вольтметр, 13 – амперметр

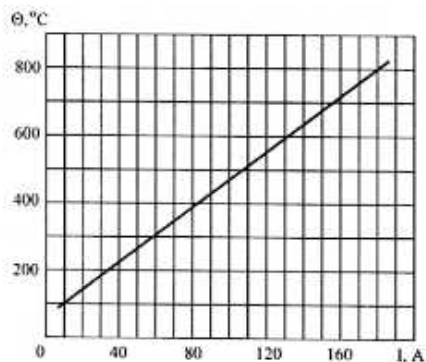


Рис. 5. Зависимость температуры предварительного подогрева от силы тока

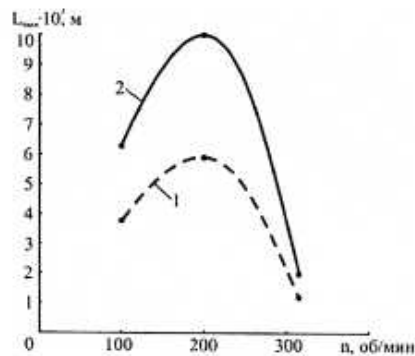


Рис. 6. Зависимость пути резания от скорости резания (сталь 40X, BK8, $S=0,28$ мм/об, $t=1$ мм): 1 – без предварительного подогрева СМП, 2 – с предварительным подогревом СМП

Возможность предварительного нагрева твердосплавной режущей пластины в процессе обработки заготовки резанием предотвращает хрупкое разрушение твердосплавной режущей пластины в виде выкрашивания и микросколов в период приработки, когда ее температура повышается от комнатной до температуры при которой твердый сплав, из которого изготовлена режущая пластина, переходит из хрупкого в хрупко-пластическое состояние [2].

Предварительный подогрев режущей части позволяет повысить работоспособность металлорежущего инструмента. Это объясняется выводом инструментального твердого сплава из хрупкого в хрупко-пластическое состояние, что позволяет инструменту работать с гораздо большими нагрузками. Эффективность способа достигается возможностью регулирования температуры предварительного подогрева для каждого используемого инструментального материала [1].

Для повышения работоспособности твердосплавных СМП разработана специальная конструкция металлорежущего инструмента с предварительным подогревом [3]. Устройство работает следующим образом (рис. 4). Перед обработкой детали резанием замыкают ключ. Электрический ток от источника питания проходит через лабораторный трансформатор, выпрямитель, ключ, амперметр, токоподводящую пластину, полупроводниковый слой, режущую пластину, прихват, винт, корпус. При прохождении электрического тока основное количество теплоты выделяется в контакте режущей пластины с полупроводниковым слоем за счет эффекта Пельтье, а также в самой режущей пластине в соответствии с законом Джоуля-Ленца. Причем для нагрева режущей пластины до 850 °С достаточно тока не более 200 А (рис. 5), тогда как в известных устройствах [4] он достигает 2000 А. После нагрева режущей пластины до температуры 300 — 500 °С ключ размыкают и начинают резание. В процессе обработки детали режущая пластина нагревается за счет превращения механической энергии резания в тепловую.

Благодаря повышению трещиностойкости режущей пластины в начальный период резания и последующему ее поддержанию за счет режима резания максимальный пройденный путь резания СМП металло-режущего инструмента до разрушения увеличивается на 40 — 50 % (рис. 6).

Таким образом, разработана новая конструкция металлорежущего инструмента, обеспечивающая повышение работоспособности путем предварительного подогрева сменной твердосплавной пластины сборного инструмента, которая может быть использована на всех машиностроительных предприятиях, особенно при обработке деталей из труднообрабатываемых материалов.

Библиографический список

1. Артамонов, Е.В. Прочность и работоспособность сменных твердосплавных пластин сборных режущих инструментов: монография / Е.В. Артамонов. — Тюмень: ТюмГНГУ, 2003. — 192 с.
2. Патент РФ 2207936, МПК7В23 В1/00. Способ металлообработки твердосплавным инструментом / Артамонов Е.В., Ефимович И.А., Костив В.М., Помигалова Т.Е. (РФ) — № 2001126982/02; заявл. 04.10.2001; опубл. 10.07.2003; Бюл. № 19.
3. Патент РФ 2254211, МПК7В23 В27/16. Металлорежущий инструмент / Кусков В.Н., Артамонов Е.В., Чуйков Р.С., Трифонов В.Б., Костив В.М. (РФ) — № 2004101575; заявл. 19.01.2004; опубл. 20.06.2005, Бюл. № 17.
4. А.с. СССР 1247173, МКИ4В23В27/16. Резец для обработки труднообрабатываемых материалов / Алифанов А.Я. — № 3533897/25-08; заявл. 11.01.83; опубл. 30.07.86, Бюл. № 28.

АРТАМОНОВ Евгений Владимирович, доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой «Станки и инструменты».

Адрес для переписки: e-mail: kafedra_si@mail.ru

ЧУЙКОВ Сергей Сергеевич, аспирант кафедры «Станки и инструменты».

Адрес для переписки: e-mail: kafedra_si@mail.ru

Статья поступила в редакцию 18.12.2009 г.

© Е. В. Артамонов, С. С. Чуйков

Книжная полка

Маркечко, И. В. Проектирование штампов листовой штамповки с использованием программного продукта «Компас-Штамп» [Текст]: учеб. пособие для вузов по направлению 150200 «Машиностроительные технологии и оборудование» специальности 150201 «Машины и технология обработки металлов давлением» / И. В. Маркечко, М. В. Медведев, В. Г. Штеле; ОмГТУ. — Омск: Изд-во ОмГТУ, 2009.

Ч. 2. — 2009. — 83 с.: рис. — Библиогр.: с. 79. — ISBN 978-5-8149-0775-2.

Описаны методики и примеры проектирования разделительного штампа совмещенного действия, а также дан пример формирования чертежа пуансона с использованием программного продукта «Компас-Штамп».

Григорьев, С. Н. Методы повышения стойкости режущего инструмента [Текст]: учеб. для вузов по направлению подгот. «Конструкторско-технологическое обеспечение машиностроительных производств» / С. Н. Григорьев. — М.: Машиностроение, 2009. — 368 с.: рис., табл. — (Для вузов). — Библиогр.: с. 366–368. — ISBN 978-5-94275-429-7.

Представлены сведения о современных инструментальных материалах, мировых тенденциях их совершенствования. Проведены систематизация и классификация методов нанесения покрытий и модификации поверхностного слоя инструмента из различных материалов. Раскрыты физические основы и технологические особенности методов. Приведены примеры их практической реализации, а также данные о влиянии различных методов на работоспособность инструментов широкой номенклатуры. Материал представлен с учетом новейших достижений науки и техники в области модификации поверхности и нанесения различных покрытий, в том числе наноструктурных.

ИССЛЕДОВАНИЕ СВОЙСТВ ПОРОШКА КАРБОНИТРИДА ТИТАНА, ПОЛУЧЕННОГО ПЛАЗМОХИМИЧЕСКИМ СИНТЕЗОМ

Исследованы дисперсность, удельная поверхность, состав и газонасыщенность ультрадисперсного порошка карбонитрида титана, полученного плазмохимическим синтезом. Установлено, что порошки промышленного производства обладают высокой разноразмерностью частиц, малым объемом частиц наноразмерного уровня и повышенным содержанием газов. Предложено перед их использованием для модифицирования расплавов проводить предварительное активирование частиц.

Ключевые слова: ультрадисперсный порошок карбонитрида титана, модифицирование, расплав, свойства, плазмохимический синтез.

Модифицирование расплавов небольшими инокулирующими добавками малорастворимых частиц тугоплавких соединений, инициирующих кристаллизацию, позволяет воздействовать на морфологию и топографию упрочняющих фаз, определяющих уровень механических и служебных свойств литейных сплавов [1, 2]. Наиболее перспективными инокуляторами являются экзогенные частицы, вводимые в расплав в виде порошка, поскольку процесс их изготовления позволяет широко варьировать размер частиц и их химический состав [3]. В то же время свойства таких порошков, полученных плазмохимическим синтезом (ПХС), изучены недостаточно.

В данной работе исследованы дисперсность, удельная поверхность, состав и газонасыщенность ультрадисперсного порошка (УДП) карбонитрида титана (TiCN), полученного плазмохимическим синтезом¹.

Для измерения удельной поверхности частиц использовали методику [4] одноточечной адсорбции стандартного газа на определенном равновесном давлении. Измерения проводили на приборе «Сорбтометр» путем измерения объема газа — адсорбента (азота), сорбируемого исследуемым образцом при температуре жидкого азота (77 К).

Результаты проведенного исследования показали, что удельная поверхность частиц порошка карбонитрида титана составляет $17 \pm 2 \text{ м}^2/\text{г}$.

Для определения дисперсности частиц применили лазерный анализатор SALD-2101, использующий метод дифракции (рассеяния) лазерного излучения на частицах дисперсной фазы. Измерения проводили в этиловом спирте.

Результаты исследования показывают, что значения дисперсности частиц порошка TiCN промыш-

ленного производства находятся в широком диапазоне в пределах от 0,03 до 3,5 мкм (рис. 1). Объемная доля частиц наноразмерного уровня незначительна.

Размер 50 % частиц по гистограмме (Median) находится в пределах 0,407 — 0,427 мкм. Среднее значение размера частиц (Mean V) составляет от 0,402 до 0,419 мкм (рис. 2).

Изучение внешнего вида порошка TiCN проводилось на оптическом микроскопе Carl Zeiss AXIO Imager A1m. Обработка изображений осуществлялась при помощи программного пакета AxioVision rev. 4.7.1.

Фотография частиц порошка представлена на рис. 3. На снимке можно видеть как конгломераты частиц, так и сами частицы. Их размеры находятся в пределах 2 — 40 мкм. Оценить размер отдельно расположенных частиц порошка при данном увеличении (предельном для используемого микроскопа) оказалось затруднительно.

С целью определения морфологических и кристаллографических характеристик порошка TiCN проведено исследование методом просвечивающей электронной микроскопии (ПЭМ).

В процессе подготовки образца порошок TiCN растирали в агатовой ступке в течение 3 — 5 минут с последующим распылением на тонкую полимерную пленку (10 — 20 нм), размещенную на медной сеточке — подложке для образцов ПЭМ.

Для проведения электронно-микроскопических исследований был использован ПЭМ JEM 2100.

Из анализа результатов ПЭМ следует, что основную массу образца порошка TiCN составляют частицы различной геометрической формы размерами свыше 100 нм. На рис. 4 представлено одно из типичных электронно-микроскопических изображений частиц порошка TiCN. На снимке видно, что наблюда-

(File Name) TiCN(без дисп)-6
(Sample ID)

(Sample #)

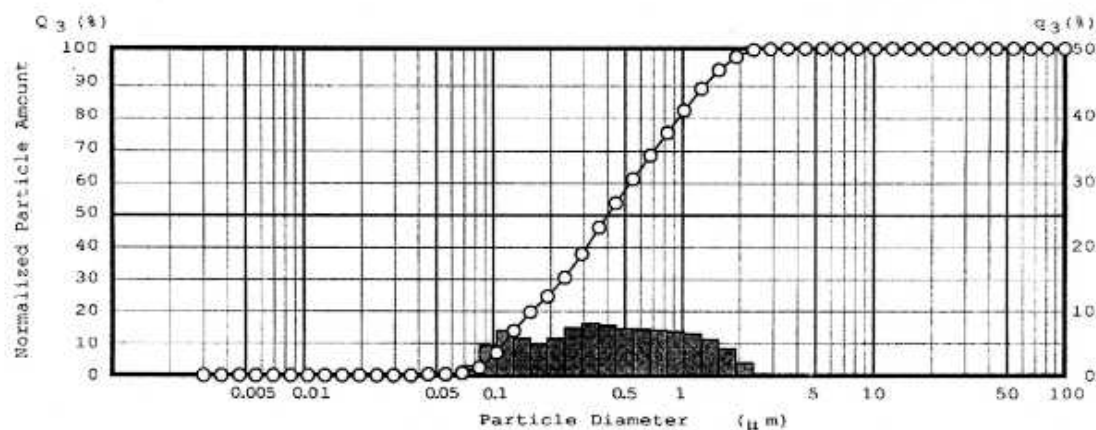


Рис. 1. Гистограмма и интегральная кривая распределения частиц порошка TiCN по размерам

1. ○ TiCN(без дисп)-5
2. ● TiCN(без дисп)-6

S Level: 0
D Func: None
D Shift: 0

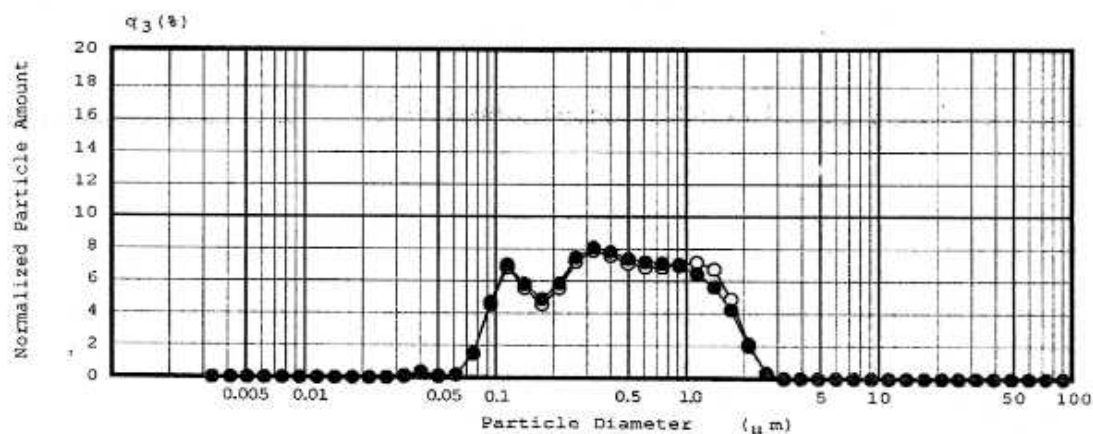


Рис. 2. Дифференциальная кривая для серии из двух измерений распределения частиц порошка TiCN по размерам



Рис. 3. Внешний вид порошка TiCN промышленного производства

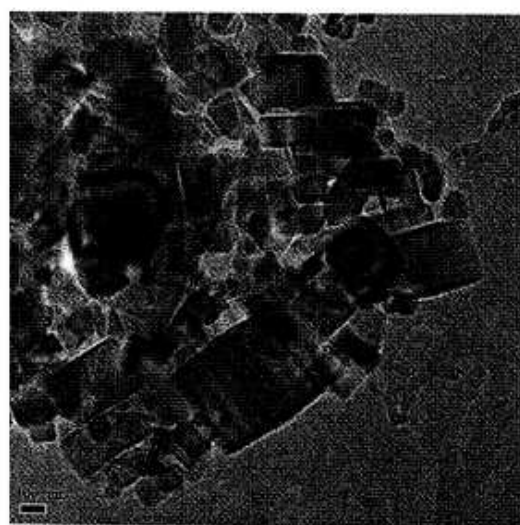


Рис. 4. Гранулярный состав порошка карбонитрида титана, полученного плазмохимическим способом

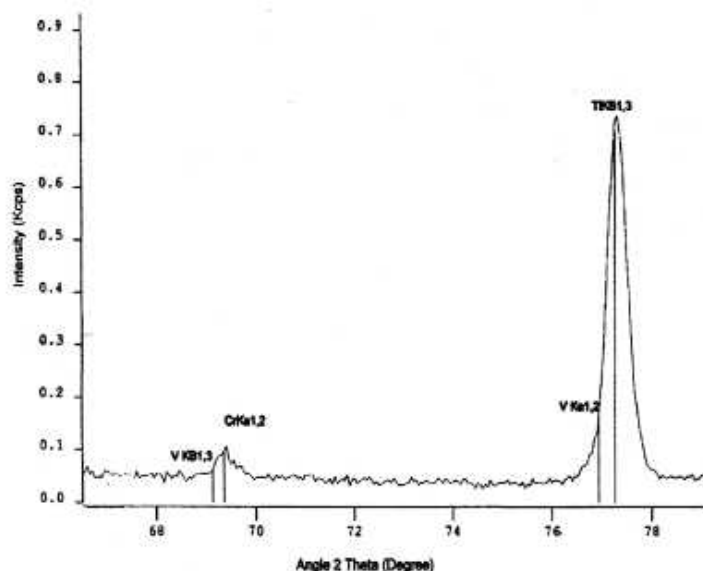


Рис. 5. Рентгено-флуоресцентный спектр порошка TiCN

емые кристаллические частицы содержат некоторые элементы кубической симметрии (огранку с углами, близкими к 90°) и реже гексагональной симметрии (огранку с углами, близкими к 120°). В небольшом количестве в образце наблюдались частицы размером более 1000 нм. Наряду с геометрически правильными включениями кубической формы, характерными для нитридов и карбонитридов титана, в порошке присутствуют частицы округлых форм, которые можно отнести к остаткам неиспаренного исходного сырья или конгломератам сверхмелких частиц, не разрушенных при распылении УДП. Фаза аморфная по морфологическим признакам в образце не обнаружена.

Определение качественного элементного состава порошка TiCN проведено методом рентгенофлуоресцентного анализа (РФФА) на волнодисперсионном спектрометре OPTIM'X ARL. В качестве источника рентгеновского излучения использована трубка с родиевым анодом, рабочее напряжение от 25 до 50 кВ. Для получения спектра использованы следующие приборные параметры: гониометр XRF 1; кристалл-монокроматор — LiF200; детектор — FPC; коллиматор — 0.29. Идентификация спектров проводилась в диапазоне элементов периодической системы Менделеева от алюминия (№ 13) до урана (№ 92) с использованием каталога рентгеновских линий и применением программного обеспечения WinXRF «Thermo».

РФФА порошка показывает наличие в нём титана с примесями хрома и, возможно, ванадия. Чёткая (достоверная) идентификация ванадия в образце данным методом не установлена ввиду спектрального наложения пиков рентгеновской флуоресценции от титана и хрома. Максимумы относительной интенсивности рентгеновского излучения и соответствующие им углы 2θ для обнаруженных в образце элементов представлены на рис. 5.

Для ультрадисперсных порошков поверхностная энергия их частиц по величине сравнима с объёмной энергией решетки [5], что предопределяет их высокую реакционную способность [6], диффузионную активность и адсорбционную способность [7]. В частности, скорость газовой выделения при вакуумировании УДП в 30 раз превышает соответствующий показатель для грубодисперсного порошка [5, 6].

Взаимодействие ультрадисперсных порошков с атмосферными газами многопараметрический про-

цесс, интенсивность которого зависит от физико-химической природы материалов, уровня их дисперсности, отсутствия или наличия на поверхности газобразных продуктов синтеза, их состава, температуры и других факторов [3, 5]. Ультрадисперсные порошки при контакте с воздухом сорбируют преимущественно кислород и пары воды, количество которых зависит от удельной поверхности материалов. Поглощение других атмосферных газов значительно меньше из-за блокирования центров адсорбции атомами кислорода и экранирования поверхности частиц полисоем из молекул воды. Поэтому в материалах, синтезированных в потоках низкотемпературной плазмы, при контакте с воздухом содержание кислорода может достигать 5–18 мас. % при начальном уровне 0,5–2,5 мас. %.

Десорбция растворенных газов при нагреве УДП в жидкой среде сопровождается процессом их молекуляции на межфазной границе, и частицы порошка за счет «понтонного» эффекта всплывают к поверхности расплава, окисляются и в дальнейшем не смачиваются. Поэтому одним из важных параметров порошков является их газонасыщенность.

С этой целью проведен термический анализ порошка TiCN с использованием прибора NETZSCH STA449C, оснащённого системой масс-спектрометрического (МС) анализа. На рис. 6 представлены интегральная TG, дифференциальная DTG кривые термогравиметрического анализа, а также кривая DTA дифференциального термического анализа.

Анализируя кривые TG и DTG можно видеть, что в процессе нагрева образца происходит прирост его массы. В температурном интервале от 30 до 1000 °C величина прироста составила 31 %.

Как следует из результатов DTG и МС анализов, в диапазоне от 250 до 450 °C наблюдается прирост массы образца TiCN со сложным экзотермическим эффектом и выделением NH_2 , NH_3 (рис. 7, кривые МС № 4 и 3). В ходе дальнейшего нагрева от 440 до 600 °C также идёт прирост массы и отмечено первоначальное выделение тепла, а затем его поглощение. В этом диапазоне выделяются CO , CO_2 , N (кривые МС № 2, 6 и 7 соответственно).

Полученные результаты говорят о том, что в состав десорбированных газов входят продукты, применяемые при синтезе порошков, и газы из окружающей среды, приобретенные при хранении порошка.

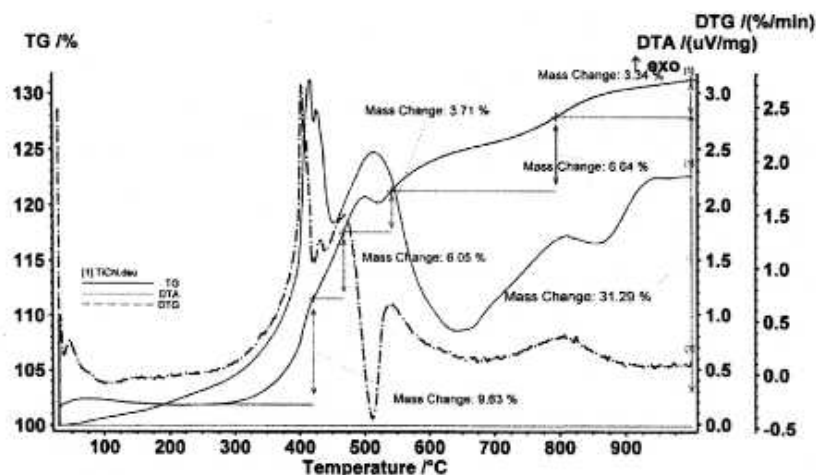


Рис. 6. Интегральная TG, дифференциальная DTG кривые и кривая DTA для порошка TiCN

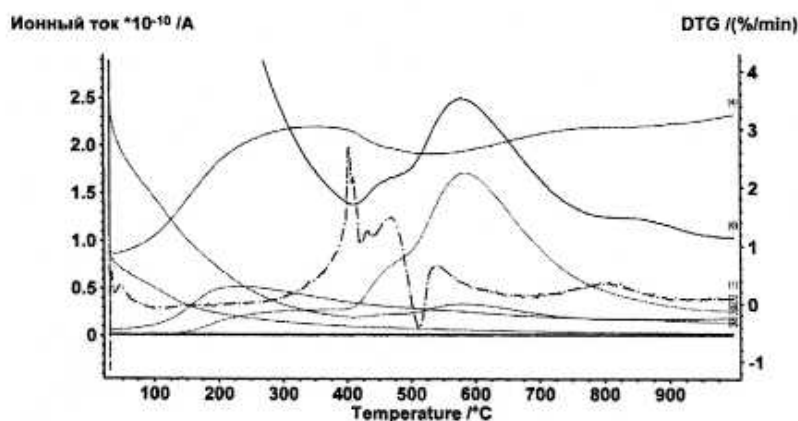


Рис. 7. Результаты разложения порошка TiCN, кривые DTG и MC

Из-за повышенного содержания газов в материале порошка, образующих в нем твердые адсорбционно-диффузионные растворы, сопровождающиеся при определенных концентрационных и температурных условиях диффузией кислорода в объем частиц с образованием оксидных фаз осложняется проблема введения частиц в расплав. Смачиваемость оксидных фаз жидкими металлами сравнительно низкая, поэтому одним из условий подготовки порошков перед введением в металлические расплавы является необходимость их глубокой дегазации с возможностью восстановления оксидов за счет изменения термодинамической активности компонентов в вакууме.

Поэтому одним из неперенных условий получения эффекта модифицирования при вводе частиц в расплавы является процесс их плакирования защитной оболочкой из вещества основы модификатора — протектора в процессе его растворения в расплаве. В качестве плакирующего вещества необходимо применять элементы, входящие в состав стали или сплава, имеющие наибольшее химическое сродство к химическим элементам частицы и образующие с ними химические соединения, плакирующие частицы. Образованные химические соединения должны иметь температуру плавления выше, чем у обрабатываемого сплава. В качестве плакирующего вещества можно выбрать порошки титана, никеля, хрома, бора, ванадия или кремния.

Предлагаемая рядом авторов термовакuumная обработка (ТВО) порошков не решает проблемы полностью, поскольку при ТВО не происходит заметного

снижения содержания кислорода [8]. Он остается в частицах УДП в количестве 4 — 26 %. Кислород в частицах УДП растворен неравномерно и находится преимущественно в виде химических соединений (оксикарбидов, оксинитридов, оксикарбонитридов) в поверхностных слоях частиц, образуя пленки, толщиной 1,0 — 2,0 нм, состав которых близок к монооксидам и низким оксидам металлов. Присутствие пленок оксидов на поверхности частиц УДП ухудшает их смачиваемость металлами, но в тоже время сохраняет структурную устойчивость частиц до высоких температур. Кроме того, УДП после вакуумной дегазации при 500 — 600 °C и последующем хранении на воздухе вновь выделяет такое же количество газов, что свидетельствует о необходимости консервации частиц после термовакuumной обработки (ТВО).

Таким образом, перед введением модификаторов в металлический расплав предварительно необходимо провести подготовку частиц, т.е. их диспергирование, дегазацию и плакирование поверхности металлическими пленками и консервацию. Это можно осуществить высокотемпературной обработкой модифицирующего комплекса. В то же время для успешного осуществления этого процесса необходимо знать оптимальные параметры режима его проведения, которые до настоящего времени изучены недостаточно.

Примечание

¹ Физико-химические исследования выполнены на приборах ОмЦКП СО РАН.

1. Хрычиков, В.Е. Ультрадисперсные модификаторы для повышения качества отливок / В.Е. Хрычиков, В.Т. Калинин, В.А. Кривошеев // Литейное производство. — 2007. — № 7. — С. 2–5.
2. Ерёмин, Е.Н. Применение модифицирования для повышения свойств кольцевых заготовок из азотсодержащих нержавеющей сталей, полученных способом ЦЭША / Е.Н. Ерёмин // Современная электрометаллургия. — 2006. — № 3. — С. 3–7.
3. Низкотемпературная плазма 12. Плазмохимический синтез ультрадисперсных порошков и их применение для модифицирования металлов и сплавов / В.П. Сабуров [и др.]. — Новосибирск: Сибирская издательская фирма РАН, 1995. — 344 с.
4. Грег, С., Синг К. Адсорбция. Удельная поверхность. Пористость / С. Грег, К. Синг. — М.: Мир, 1984. — 310 с.
5. Миллер, Т.Н. Плазмохимический синтез и свойства порошков тугоплавких соединений / Т.Н. Миллер // Известия АН СССР. Неорганические материалы. — 1979. — Т. 15. — № 4. — С. 557–562.
6. Гнесин, Г.Г. Спекание материалов на основе карбида и нитрида кремния / Г.Г. Гнесин // Порошковая металлургия. — 1984. — № 9. — С. 19–26.
7. Троицкий, В.Н., Рахматуллин А.З., Берестенко В.Н. Температура начала спекания УДП / В.Н. Троицкий, А.З. Рахматуллин, В.Н. Берестенко // Порошковая металлургия. — 1983. — № 1. — С. 13–15.

8. Свойства и применение дисперсных порошков / под ред. В.В. Скороходова. — Киев: Наукова думка, 1980. — 180 с.

ЕРЁМИН Евгений Николаевич, доктор технических наук, директор машиностроительного института, заведующий кафедрой «Оборудование и технология сварочного производства» Омского государственного технического университета (ОмГТУ). Адрес для переписки: e-mail: weld_techn@mail.ru

МИННЕХАНОВ Гизар Нигъматьянович, заместитель директора ООО «НПФ "ЛиКОМ"».

ФИЛИППОВ Юрий Олегович, инженер кафедры ОмГТУ.

МИННЕХАНОВ Руслан Гизарович, младший научный сотрудник кафедры ОмГТУ.

ТРЕНИХИН Михаил Викторович, кандидат технических наук, научный сотрудник лаборатории аналитических и физико-химических методов исследования Института проблем переработки углеводородов СО РАН.

Статья поступила в редакцию 30.12.2009 г.

© Е. Н. Ерёмин, Г. Н. Миннеханов, Ю. О. Филиппов, Р. Г. Миннеханов, М. В. Тренихин

УДК 531.66 [075]

**Б. Н. СТИХАНОВСКИЙ
В. Р. ЭДИГАРОВ
В. В. МАЛЫЙ**

Омский государственный
технический университет

Омский танковый
инженерный институт

ИССЛЕДОВАНИЕ ПРИВОДА ВРАЩАТЕЛЬНО-УДАРНОГО ДЕЙСТВИЯ С РЕКУПЕРАТОРОМ КИНЕТИЧЕСКОЙ ЭНЕРГИИ

Рассмотрены результаты исследования привода вращательно-ударного действия, позволяющего накапливать кинетическую энергию на большом угловом пути разгона инерционных масс с регулируемой частотой и энергией удара, что можно использовать в двух направлениях: для создания устройств гражданского и оборонного значения при испытании изделий на ударные и центробежные нагрузки одновременно, а также применять в качестве формирователя ударного импульса в перфораторах, бурильных машинах, механизированных молотках, молотах и т.д. Изучен процесс накопления кинетической энергии деталями привода, разработан математический аппарат и программные средства расчета скорости боя и его кинетической энергии. Произведена оптимизация конструктивных элементов привода.

Ключевые слова: привод вращательно-ударного действия, кинетическая энергия, рекуператор, ударный импульс, кривошипно-шатунный механизм, инструмент-волновод.

Введение. Повышение качества и надежности машин является необходимым условием технического прогресса. Учитывая номенклатуру выполняемых работ машинами ударного действия в современной строительной отрасли, возникает необходимость в повышении их производительности и качества прежде всего за счет увеличения энергии удара при собло-

дении других регламентированных величин, а также снижения потребляемой энергии и повышения надежности.

Особый интерес представляют ротационные машины ударного и вращательно-ударного действия, способные на большом угловом пути накапливать кинетическую энергию и передавать ее бойку, что

увеличивает энергию единичного удара. В силу ряда причин при создании машин ударного действия подобные конструкции применяются крайне редко.

Исследования данного направления являются актуальными, поскольку при этом решаются задачи создания принципиально новых машин и механизмов ударного действия, позволяющих получить более высокие эксплуатационные характеристики.

Большинство отечественных и зарубежных производителей машин ударного и ударно-вращательного действия совершенствуют конструкцию ударных механизмов, отдавая предпочтение, например, механизмам компрессионно-вакуумного типа в качестве накопителя энергии единичного удара в различных модификациях. Преобразовательный ударный механизм коренных изменений не претерпевает и, как правило, представлен в виде кривошипно-шатунного механизма либо механизма кулачкового типа.

Недостатки, имеющиеся в современных машинах ударного действия, могут быть устранены с помощью рекуператора кинетической энергии, использованном в качестве преобразовательного ударного механизма. В работе [1] предложена новая конструкция привода вращательно-ударного действия с рекуператором кинетической энергии. Детали привода (зубчатые колеса, инерционные центробежные противовесы, кривошипы) накапливают кинетическую энергию, которая затем преобразуется в ударный импульс и энергию вращения инструмента-волновода.

Цель работы — совершенствование конструкции привода вращательно-ударного действия, оптимизация его конструкции на основе исследования закономерностей формирования ударного импульса, разработка математического аппарата расчета скорости боя и его кинетической энергии, передаваемой вращающемуся инструменту волноводу, а также программных средств автоматизации расчета основных характеристик привода.

Методика исследования. В качестве объекта исследования была выбрана кинематическая схема привода вращательно-ударного действия (ПВУД) с рекуператором кинетической энергии [1].

Исследование привода вращательно-ударного действия базируется на теоретических и экспериментальных исследованиях.

Методика теоретического исследования включала следующие основные этапы:

1. Изучение теоретических аспектов формирования ударного импульса в приводах с рекуператором кинетической энергии. Анализ априорной информации.

2. Разработка методики расчета элементов конструкции привода вращательно-ударного действия с рекуператором кинетической энергии.

3. Установление корреляционной взаимосвязи факторов, влияющих на процесс формирования ударного импульса.

4. Разработка методики расчета скорости боя привода ударного вращательного действия с рекуператором кинетической энергии и его энергии, на основе уравнения баланса энергии.

Методика экспериментального исследования ПВУД состояла из следующих этапов:

1. Оценка работоспособности изготовленной модели ПВУД.

2. Экспериментальная оценка скорости боя на различных режимах работы привода двумя методами (методом съемки высокоскоростной кинограммы и с помощью специально разработанного датчика ско-

рости) и сравнение полученных результатов с расчетными значениями.

3. Экспериментальная оценка энергии боя на различных режимах работы привода с помощью специально разработанного датчика ударной скорости боя и сравнение полученных результатов с расчетными значениями.

4. Экспериментальная и сравнительная оценка производительности привода вращательно-ударного действия различным инструментом в различных средах.

Анализ работы и построение модели привода осуществлялись с помощью компьютерной программы Solid, внешний вид изготовленной модели представлен на рис. 1.

Результаты эксперимента и их обсуждение. Привод вращательно-ударного действия состоит из механизма преобразования вращательного действия в поступательное, выполненного в виде дифференциала и кривошипно-шатунного узла, редуктора, инструмента-волновода, соединенного с валом двигателя через редуктор, боя, находящегося в направляющей на одной оси с инструментом-волноводом, кривошипно-шатунный узел выполнен в виде рекуператора кинетической энергии, связанного с дифференциалом посредством валов кривошипов, шарнирно соединенных шатунами с бойком через пружину, а на концах кривошипов расположены инерционные массы и их противовесы, при этом на оси вала двигателя установлена обгонная муфта.

Привод (рис. 2) содержит двигатель 1, с валом которого соединена упругая муфта 2, с другой стороны муфты 2 на одной оси с валом двигателя расположены шестеренка 3 и обгонная муфта 10. Колеса 3, 4, 5 и 6 образуют, например, двухступенчатый редуктор, исполнительным механизмом которого является инструмент-волновод 16, соединенный с колесом 6 через скользящую шпонку 17.

Колесо 7 зацеплено с колесом 8, посаженным на трубчатый вал, внутри которого расположен вал от муфты 2 до конического колеса дифференциала 9, имеющего два вала кривошипов, на концах последних расположены инерционные массы 11 и их противовесы 12, кривошипы шарнирно соединены шатунами 13 с пружиной (стальной или пневматической, или другим упругим элементом) 14 и бойком 15, находящимся в направляющей по одной оси с инструментом-волноводом 16.

Принцип действия привода вращательно-вращательного действия с рекуператором кинетической энергии: под действием центробежных сил от угловой скорости корпуса дифференциала инерционные массы резко увеличивают свои скорости — это и позволяет обгонная муфта. Сила удара увеличивается за счет увеличения скорости удара боя при постоянной частоте вращения приводного вала. Накопление кинетической энергии происходит за счет увеличения угловой скорости инерционных масс и противовесов, а также других деталей привода зубчатых колес, кривошипов. Посредством кривошипно-шатунного механизма накопленная энергия передается бойку и далее — инструменту-волноводу. Во время рабочего процесса накопления и передачи кинетической энергии бойку силами трения, тяжести, сопротивления и др. можно пренебречь, поскольку сила удара боя в несколько порядков больше других сил.

Кинематическая схема привода вращательно-ударного действия представлена на рис. 3, основными элементами которой являются зубчатые колеса, имеющие число зубьев z ; боек, массой m_1 , грузы и противовесы массой m .

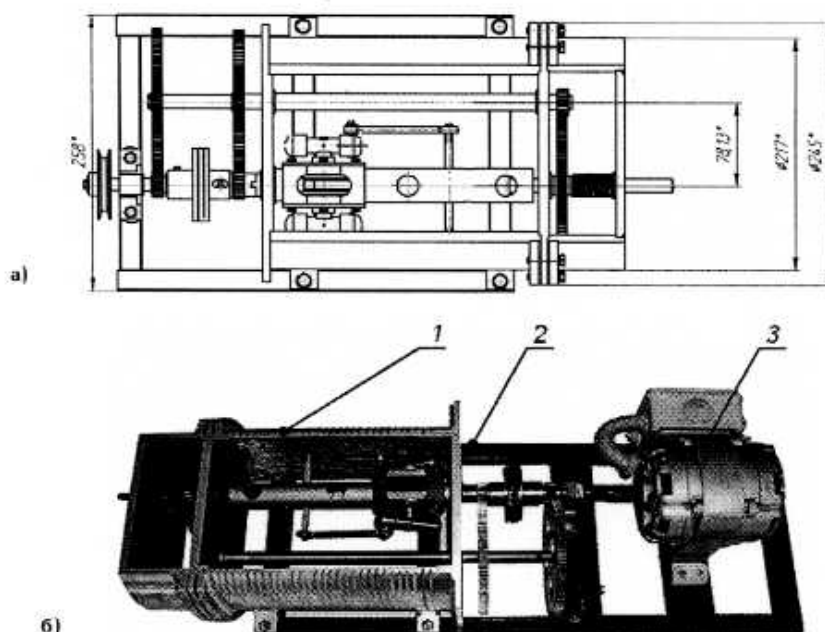


Рис. 1. Экспериментальная установка для исследования привода вращательно-ударного действия с рекуператором кинетической энергии:
а) конструктивные параметры; б) общий вид
(1 – ПВУД, 2 – основание, 3 – приводной электродвигатель)

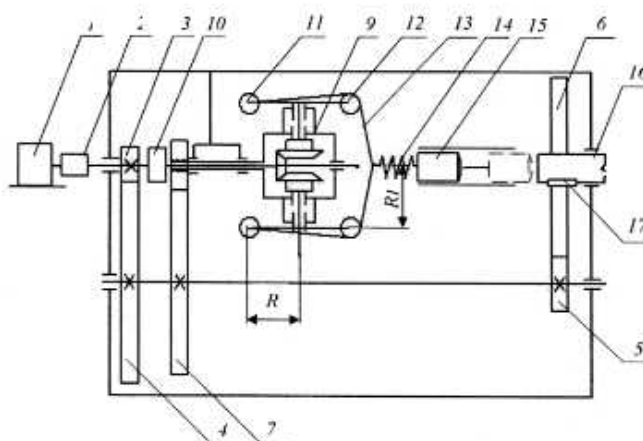


Рис. 2. Кинематическая схема привода вращательно-ударного действия

Инерционные массы имеют радиус вращения относительно оси $OX R_1$ и угловую скорость ω_1 , относительно оси OY имеют радиус вращения R и угловую скорость ω_y . Боек совершает возвратно-поступательные движения со скоростью V .

Работу ПВУД можно описать, составив уравнение баланса энергий. При составлении уравнения баланса энергии были приняты следующие допущения: во время рабочего процесса накопления и передачи кинетической энергии инерционных масс бойку силами трения, сопротивления, тяжести и т.д. можно пренебречь, поскольку сила удара на несколько порядков больше других сил. Рабочий цикл разбивается на две основные фазы (рис. 4):

1) скорость бойка при $V=0$, когда кривошип займет положение (рис. 4б);

2) скорость бойка будет иметь максимальное значение ($V=\max$), при положении кривошипов, (рис. 4а).

Составление уравнения баланса энергий привода сводится к расчету кинетической энергии, сообщенной бойку при скорости бойка, равной нулю, и при скорости бойка, равной максимальному значению.

При скорости бойка $V=0$ (в момент, когда инерционные массы 11 и противовесы 12, будут находиться в плоскости OXY) кинетическая энергия бойка определяется из теоремы Кенига [1, 2]:

$$E = \frac{1}{2} \cdot 4m \cdot (\omega_y^2 \cdot R^2 + \omega_1^2 \cdot R_1^2) + \frac{1}{2} J_{пр1} \cdot \omega_0^2 + T \cdot \frac{\pi}{2}, \quad (1)$$

где $J_{пр1}$ – приведенный момент инерции привода по кинетической энергии, T – крутящий момент приводного электродвигателя.

В момент времени, когда скорость бойка будет максимальной, $V=\max$, (инерционные массы займут положение перпендикулярно OXY), кинетическую энергию бойка найдем по формуле

$$E = \frac{1}{2} \cdot 4m \cdot (V^2 + \omega_{11}^2 \cdot (R_1^2 + R^2)) + \frac{1}{2} m_1 V^2 + \frac{1}{2} J_{пр1} \cdot \omega_{11}^2. \quad (2)$$

Уравнение баланса энергий ПВУД примет вид:

$$\frac{1}{2} \cdot 4m \cdot (\omega_y^2 \cdot R^2 + \omega_1^2 \cdot R_1^2) + \frac{1}{2} J_{пр1} \cdot \omega_0^2 + T \cdot \frac{\pi}{2} =$$

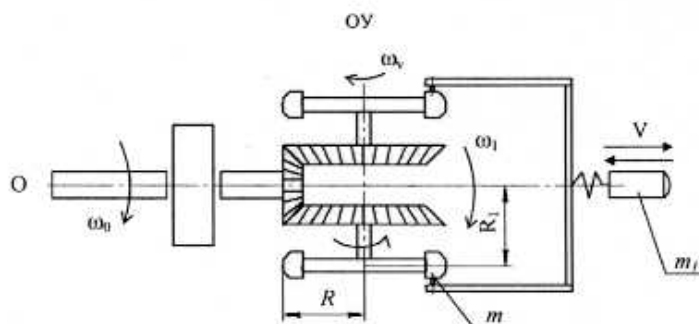
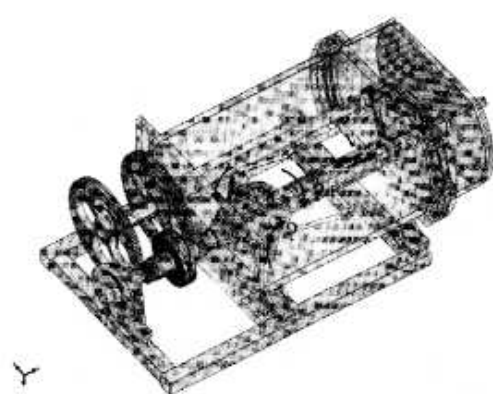
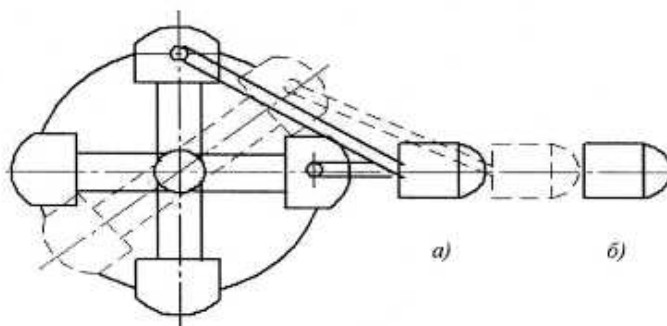


Рис. 3. Модель ПУВД с рекуператором кинетической энергии – кинематика привода

Рис. 4. Положение инерционных масс и противовесов: а – при $V = \max$, б – при $V = 0$

$$= \frac{1}{2} \cdot 4m \cdot [V^2 + \omega_{11}^2 (R_1^2 + R^2)] + \frac{1}{2} m_i V^2 + \frac{1}{2} J_{np.1} \omega_{11}^2. \quad (3)$$

Таким образом, уравнение баланса энергий привода (3) основывается на фундаментальной теореме об изменении кинетической энергии, включает в себя все основные элементы исследуемого привода.

Используя уравнение (3), можно рассчитать значения любого параметра привода с рекуператором кинетической энергии на ЭВМ.

Из соотношения (3) выразим максимальную скорость удара бойка как наиболее значимого фактора, влияющего на энергию удара:

$$V_m^2 = \frac{4m(\omega_y^2 \cdot R^2 + \omega_1^2 \cdot R_1^2) + J_{np.1} \omega_0^2 + T \frac{\pi}{2}}{4m + m_i} \rightarrow$$

$$\rightarrow \frac{-[4m \cdot (R_1^2 + R^2) + J_{np.1}] \cdot \omega_{11}^2}{4m + m_i}. \quad (4)$$

При работе привода скорость бойка будет изменяться от $V = \max$ до $V = 0$ в зависимости от угла поворота инерционных масс относительно корпуса дифференциала и будет определяться по формуле

$$V = V_m \cdot \sin \varphi, \quad (5)$$

где V_m – максимальная скорость бойка, φ – угол поворота инерционных масс относительно корпуса дифференциала [3].

Средняя угловая скорость кривошипа с массами 11 и 12 в период разгона бойка 15 примерно равна [2]

$$\omega_{cp} = \frac{V_m + \omega_y R}{2R}. \quad (6)$$

Далее произведем расчет угловой скорости звеньев и моментов инерций вращающихся масс. Угловая скорость корпуса дифференциала определяется из формулы

$$\omega_1 = \omega_0 \frac{Z_3 \cdot Z_7}{Z_4 \cdot Z_8} \text{ рад/сек}, \quad (7)$$

где ω_0 – угловая скорость входного вала рад/сек; Z_y , Z_4 , Z_7 , Z_8 – количество зубьев зубчатых колес.

При этом противовесы приобретают угловую скорость относительно оси ОУ, равную $\omega_y = \frac{Z_x}{Z_y} (\omega_0 - \omega_1)$

рад/сек, где Z_x – число зубьев зубчатых колес по оси ОХ, Z_y – число зубьев зубчатых колес по оси ОУ.

Угловую скорость ω_{11} колеса 8 можно определить, используя формулу (1), где J_{np2} – приведенный момент инерции привода, рассчитаем по формуле

$$J_{np2} = J + (J_4 + J_5 + J_7) \cdot \frac{Z_3}{Z_4} + J_8 \cdot \frac{Z_3 \cdot Z_7}{Z_4 \cdot Z_8} +$$

$$+ J_6 \cdot \frac{Z_3 \cdot Z_5}{Z_4 \cdot Z_6} \text{ кг} \cdot \text{м}^2, \quad (8)$$

где J – момент инерции всех вращающихся частей на одном валу с двигателем; J_i – моменты инерции зубчатых колес 3–8, а Z_i – количество зубьев соответствующих колес; T – момент вращения на валу приводного двигателя, определяется по формуле

$T = \frac{P}{\omega_0}$, где P – мощность приводного двигателя.

Момент инерции зубчатых колес привода массой m и радиуса R определяется интегралом [3]

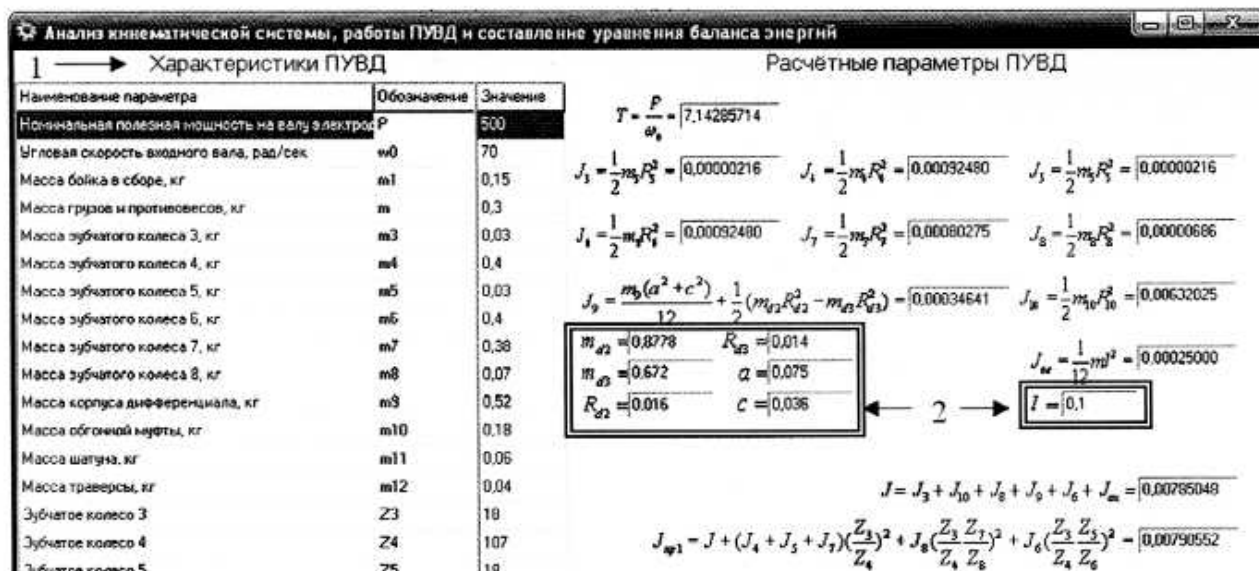


Рис. 5. Часть рабочего окна программы

$$J_i = \int r^2 dm = \frac{2m}{R^2} \int_0^R r^3 dr = \frac{1}{2} m R^2. \quad (9)$$

Корпус дифференциала 9 (рис. 2) можно представить как совокупность отдельных элементов — прямоугольника со сторонами a , b , c , массой m и полога цилиндра массой m_1 , внешним радиусом R_1 , внутренним радиусом r_2 и массой m_2 . Тогда момент инерции корпуса дифференциала, найдем по формуле

$$J_{\text{кд}} = \frac{m \cdot (a^2 + c^2)}{12} + \frac{1}{2} (m_1 R_1^2 - m_2 r_2^2). \quad (10)$$

Приведенный момент инерции привода по кинетической энергии найдем по формуле

$$J_{\text{пр1}} = J + (J_4 + J_5 + J_7) \cdot \left(\frac{Z_3}{Z_4} \right)^2 + J_8 \cdot \left(\frac{Z_3}{Z_4} \cdot \frac{Z_7}{Z_6} \right)^2 + J_6 \cdot \left(\frac{Z_3}{Z_4} \cdot \frac{Z_5}{Z_6} \right)^2, \quad (11)$$

где J_i — момент инерции зубчатых колес; J — момент инерции всех вращающихся частей на одном валу с двигателем

$$J = J_3 + J_{10} + J_6 + J_9 + J_5 + J_{11} + J_{\text{ин.масс}}. \quad (12)$$

Далее расчет скорости бойка привода ударного вращательного действия проведем по ранее выведенной формуле (4).

Средняя частота ударов бойка в секунду будет равняться:

$$n_y = \frac{\omega_y}{2\pi}. \quad (13)$$

С целью расчета максимальной скорости бойка с использованием ЭВМ разработана электронная программа.

Программа реализована в среде Delphi. Имеет простой и понятный пользовательский интерфейс (рис. 5).

Разработанная методика расчета максимальной скорости бойка позволяет рассчитать параметры всех основных факторов, влияющих на скорость удара бойка, а также установить их корреляцию. Результаты расчетов представлены на рис. 6.

Используя предложенную методику расчета основных характеристик проектируемого привода, с помощью ЭВМ была установлена зависимость энергии удара бойка от мощности приводного двигателя при различной массе бойка. Исходя из размеров проектируемого привода ударного вращательного действия, масса бойка может быть изменена в пределах от 0,15 до 0,4 кг, мощность приводного электродвигателя может составлять от 300 до 800 Вт. Результаты расчетов представлены на рис. 7.

Зависимость энергии удара от частоты удара при различной мощности приводного двигателя $P = 350$ Вт, и $P = 800$ Вт представлена на рис. 8.

С целью проверки адекватности выдвинутой математической модели параметров привода вращательно-ударного действия, оптимизации его конструкции проводились натурные испытания привода.

Для сокращения объема экспериментальных исследований привода ударного вращательного действия с рекуператором кинетической энергии использовали метод математического планирования эксперимента [4, 5].

После расчета всех коэффициентов уравнение регрессии имеет вид:

$$\hat{Y} = 4,73 - 0,37X_1 - 0,43X_2 + 2,48X_3 + 0,27X_{12} - 0,19X_{13} + 0,12X_{23} + 0,18X_{123}, \quad (14)$$

Полученное уравнение проверяли на адекватность. После приведения уравнения к виду с натуральными значениями факторов оно имеет вид:

$$Y = 2,21 - 0,79m_1 - 1,962m_2 + 77,3R + 0,51m_1 m_2 - 71,6m_1 R + 13,3m_2 R + 100m_1 m_2 R, \quad (15)$$

где m_1 — масса бойка, кг; m_2 — масса противовесов и грузов, кг; R — радиус вращения инерционных масс и грузов относительно оси ОУ, м.

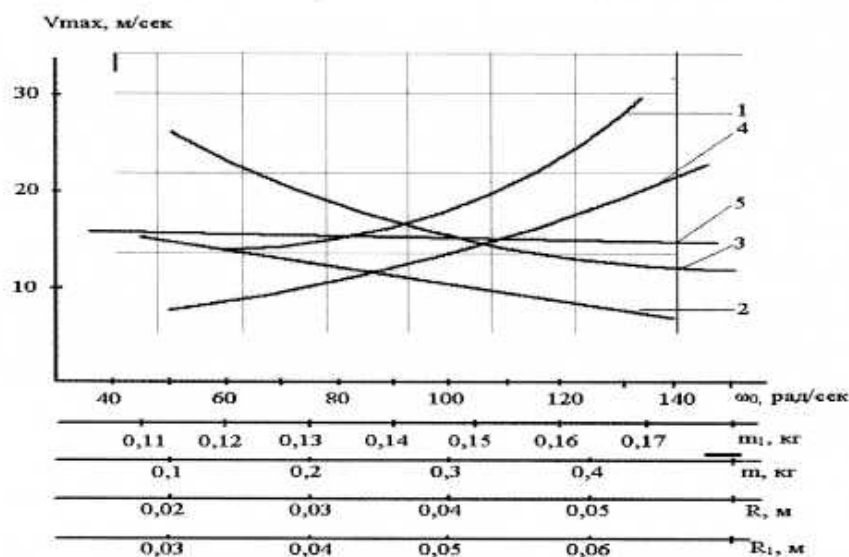


Рис. 6. Зависимость расчетной скорости бойка от:
 1 – угловой скорости приводного двигателя, 2 – массы бойка, 3 – массы грузов и противовесов,
 4 – радиуса вращения инерционных масс относительно оси OY,
 5 – радиуса вращения инерционных масс относительно оси OX

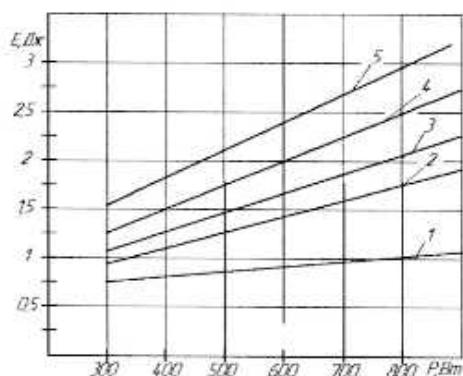


Рис. 7. Расчетная зависимость энергии удара от мощности приводного двигателя при различной массе бойка:
 1 – масса бойка $m_1 = 0,15$ кг; 2 – $m_1 = 0,2$ кг; 3 – $m_1 = 0,25$ кг;
 4 – $m_1 = 0,3$ кг; 5 – $m_1 = 0,4$ кг

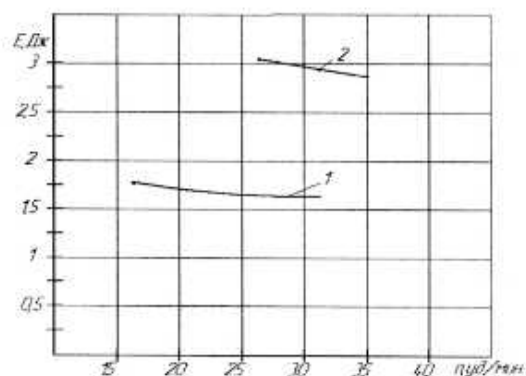


Рис. 8. Расчетная зависимость энергии удара от частоты ударов:
 1 – при мощности приводного двигателя $P = 350$ Вт;
 2 – при $P = 800$ Вт

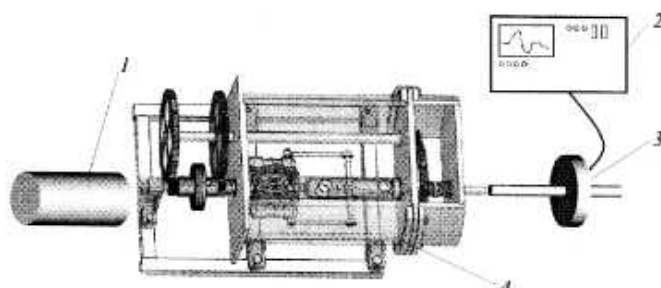


Рис. 9. Схема измерения динамических характеристик привода:
 1 – приводной электродвигатель; 2 – осциллограф; 3 – датчик ударной скорости;
 4 – привод ударного вращательного действия

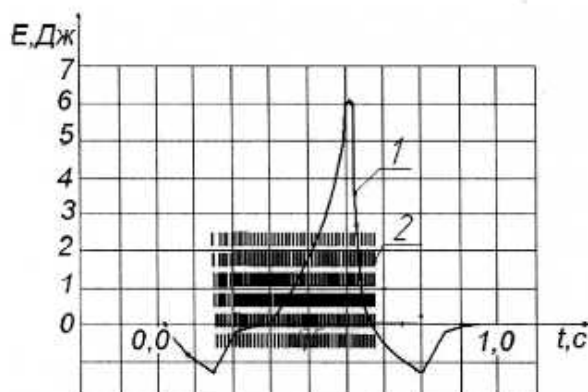


Рис. 10. Осциллограмма изменения энергии удара по времени:

- 1 – ПУВД с рекуператором кинетической энергии ($E = 6,1$ Дж, $N_{\text{дв}} = 50$ уд/мин);
2 – перфоратора Makita HR2430 ($E = 2,8$ Дж, $N_{\text{дв}} = 3800$ уд/мин)

Анализ результатов экспериментальных исследований показал:

1. С увеличением радиуса вращения инерционных масс и грузов относительно оси ОУ (рис. 4) скорость бояка возрастает, причем данный фактор оказывает наибольшее влияние на скорость бояка.

2. С увеличением массы бояка, грузов и противовесов скорость бояка уменьшается незначительно.

3. Наряду с линейными эффектами значимыми оказались и эффекты взаимодействия: к увеличению скорости бояка приведет увеличение масс грузов и противовесов, их радиуса вращения относительно оси ОУ (рис. 3), массы бояка.

Для определения оптимального сочетания массовых и геометрических параметров деталей ПУВД, при которых можно получить максимальную скорость удара бояка, проводилось оптимизационное исследование [5].

С целью экспериментального определения энергетических характеристик ПУВД принята схема с использованием датчика удара (рис. 9), а также использовался метод съемки скоростной кинограммы.

Согласно принятой схеме подключения ПУВД, его рабочие характеристики: энергия E и частота f будут определяться:

$$A = m_1 [V(t_{\text{разг.}})]^2 / 2; \quad (16)$$

$$f = 1 / T_{\text{ц}}, \quad (17)$$

где m_1 – масса бояка; $V(t_{\text{разг.}})$ – скорость движения бояка при разгоне; $t_{\text{разг.}}$ – время разгона бояка; $T_{\text{ц}}$ – цикл движения бояка.

Следовательно, при известной массе бояка задача сводится к определению скорости, которую боек наберет перед ударом о торцевой волновод за некоторый промежуток времени $t_{\text{разг.}}$. Для определения изменения скорости бояка при движении в различные моменты времени применен датчик, преобразующий возвратно-поступательное движение бояка в электрический сигнал.

Полученные экспериментальные данные с помощью датчика скорости представлены на рис. 10 в виде осциллограммы. Экспериментальные данные полностью подтверждают адекватность ранее выдвинутой математической модели движения бояка, расчета его скорости и энергии. Фоторегистрационный метод измерения скорости бояка показал аналогичные

результаты, расхождение экспериментальных данных и расчетных составило не более 8 %. При этом сравнительные экспериментальные данные подтверждают перспективность предлагаемой конструкции.

Вывод. В ходе проведенных исследований:

1. Произведено обоснование базовой конструктивной схемы привода вращательно-ударного действия с рекуператором кинетической энергии. Разработана модель привода ударного вращательного действия с рекуператором кинетической энергии, имеющая принципиальное отличие от ранее существующих приводов. Новизна конструкции защищена патентом на изобретение.

2. Разработана методика расчета элементов конструкции привода. Разработана электронная программа, позволяющая с помощью ЭВМ рассчитать параметры проектируемого привода.

3. Установлена корреляционная взаимосвязь факторов, влияющих на процесс формирования ударного импульса.

4. Разработана методика расчета скорости бояка привода ударного вращательного действия с рекуператором кинетической энергии и его энергии на основе уравнения баланса энергии.

5. Предложена инженерная методика расчета параметров привода ударного вращательного действия (угловых скоростей звеньев привода, скорости удара бояка), исходя из технических данных привода (угловой скорости вала приводного двигателя, геометрических размеров звеньев привода, веса инерционных масс и бояка, радиусов вращения инерционных масс).

6. Проведенные испытания показали, что накопление и передача кинетической энергии происходит в соответствии с описанием принципа действия и работы ПУВД с рекуператором кинетической энергии. Теоретические расчеты привода и экспериментальные данные позволили определить конструктивные и энергетические характеристики привода. Проектируемый привод с потребляемой мощностью $P = 800$ Вт и массой бояка $m_1 = 0,4$ кг способен иметь энергию удара 2,8 Дж, что сопоставимо с характеристикой современных перфораторов.

7. Дальнейшая конструктивная и технологическая доработка конструкции привода вращательно-ударного действия позволит значительно повысить энергию единичного удара при достаточной частоте, что дает возможность рекомендовать конструкцию привода для разработки принципиально новых машин и механизмов ударного действия для строительной промышленности и других областей применения.

Библиографический список

1. Пат. № 2285104 Российская Федерация. Привод вращательно-ударного действия (ПУВД) / Б.Н. Стихановский; Бюл. № 28 от 10.10.2006.
2. Стихановский, Б.Н. Привод вращательно-ударного действия (ПУВД) / Б.Н. Стихановский // Автоматизация технологических процессов и производственный контроль: сб. докл. Междунар. науч.-техн. конференции. – Тольятти: ТольГУ, 2006. – С. 33–36.
3. Яблонский, А.А. Курс теоретической механики: для вузов / А.А. Яблонский, В.М. Никифорова. – Изд. 13-е, исправл. – М.: Интеграл-Пресс, 2006. – 608 с.
4. Спиридонов, А.А. Планирование эксперимента при исследовании технологических процессов / А.А. Спиридонов. – М.: Машиностроение, 1981. – 184 с.

5. Математическая теория планирования эксперимента / под ред. С.М. Ермакова. — М.: Наука, 1983. — 392 с.

СТИХАНОВСКИЙ Борис Николаевич, доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой «Детали машин» Омского государственного технического университета.

Адрес для переписки: e-mail: bstish@mail.ru

ЭДИГАРОВ Вячеслав Робертович, кандидат технических наук, начальник кафедры технологии произ-

водства бронетанковой техники Омского танкового инженерного института.

Адрес для переписки: e-mail: edigarovs@mail.ru

МАЛЫЙ Вячеслав Витальевич, преподаватель кафедры технологии производства бронетанковой техники Омского танкового инженерного института.

Адрес для переписки: e-mail: bstish@mail.ru

Статья поступила в редакцию 17.11.2009 г.

© Б. Н. Стихановский, В. Р. Эдигаров, В. В. Малый

УДК 622.233:622

Д. И. ЧЕРНЯВСКИЙ
Д. Д. ЧЕРНЯВСКАЯ

Омский государственный
технический университет

ПРИМЕНЕНИЕ УДАРНОГО ПРОЦЕССА ДЛЯ НАНОТЕХНОЛОГИЙ КИНЕТИЧЕСКОЙ ЭНЕРГИИ

На основании проведенных исследований предложена конструктивная схема пресса, формирующего в рабочей зоне значительные усилия при ходе пуансона несколько микрометров. Полученные результаты рекомендуются для использования на машиностроительных и приборостроительных предприятиях г. Омска и Сибирского федерального округа для изготовления высокоточных изделий методами прессования.

Ключевые слова: удар, нанотехнология, прессование, давление.

«Нанотехнология, безусловно, будет ключевой отраслью для создания сверхсовременного и сверхэффективного как наступательного, так и оборонительного вооружения, а также средств связи. Это направление деятельности, на которое государство не будет жалеть средств».

В. В. Путин

Одним из перспективных методов современного развития науки и техники являются нанотехнологии. По современному определению, нанотехнологиями называется междисциплинарная область фундаментальной и прикладной науки и техники, имеющая дело с совокупностью теоретического обоснования, практических методов исследования, анализа и синтеза, а также методов производства и применения продуктов с заданной атомарной структурой путем контролируемого манипулирования отдельными атомами и молекулами.

Основным отличием нанотехнологий от традиционных технологий является возможность манипулирования с объектами размером менее 100 нанометров. Иными словами, можно создавать микрообъекты, одно или несколько измерений которых находится в данном диапазоне (наночастицы, нанопорошки — 3 измерения в диапазоне до 100 нм; нанотрубки, нановолокна — 2 измерения в диапазоне до 100 нм; нанопленки — 1 измерение в диапазоне до 100 нм) или макрообъекты, часть которых формируется целенаправленно на уровне отдельных атомов.

Нанотехнологии качественно отличаются от существующих традиционных технологий в силу того, что для таких размеров необходимы новые способы

обработки материалов, а также из-за того, что в действительности вступают физические явления, которые существенно влияют только на отдельные объекты микромира. Современные нанотехнологии сейчас находятся в начальной стадии развития, поскольку основные открытия, предсказываемые в этой области, пока не сделаны.

Несмотря на кризис, российские власти серьезно подошли к развитию нанотехнологий. За счет наноиндустрии государство надеется, наконец, диверсифицировать экономику, перейдя «с концепции сырьевого прироста на инновационные рельсы». «Кризис не смог сократить бюджет «Роснано», заявил президент Дмитрий Медведев в середине октября 2009 г. в рамках Второго международного форума по нанотехнологиям. Как было сообщено, на инвестиции в сферу нанотехнологий «Роснано» выделят 320 млрд рублей до 2015 года. Объем продаж нанотехнологической продукции к тому моменту должен составить 900 млрд рублей. К 2015 году «Роснано» должна выйти на самоокупаемость — зарабатывая деньги из продаж доли в уже действующих проектах, госкорпорация будет их вкладывать в новые нанотехнологические производства, заявил глава «Роснано» Анатолий Чубайс. К 2015 году российское правительство планирует удвоить экспорт высокотехнологичной продукции из России. Российские аналитики пока высказываются консервативно — по их оценкам, вклад нашей страны в мировую наноиндустрию к 2015 году не превысит 1,5–2 %.

По оценкам аналитиков, мировой рынок нанотехнологий ежегодно будет расти на 20 % до 2013 года. В потребительском сегменте рост будет еще более

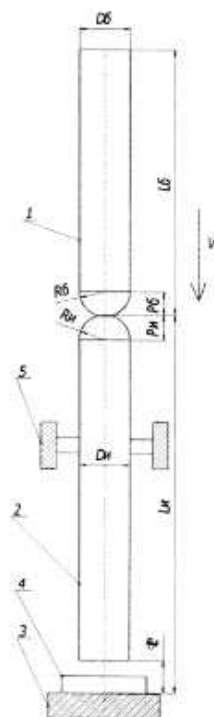


Рис. 1. Применение ударной системы в качестве пресса

впечатляющим. До 2013 года объем рынка товаров, произведенных с использованием нанотехнологий, достигнет 1,6 трлн долларов, увеличиваясь ежегодно в полтора раза. Лидерами рынка нанотехнологий по темпам роста будут страны Азиатско-Тихоокеанского региона, на втором месте — Европа. Позитивного прогноза аналитиков также удостоились Россия, Китай и Индия.

По мнению аналитиков, инвестиции в нанотехнологии для многих стран стали серьезной, стратегической задачей, реализация которой легко окупится в будущем. Наноразработки повлияют на самые разные экономические сферы, включая медицину, машиностроение, сельское хозяйство и космическую промышленность.

В «Роснано» сейчас находится 1200 запросов на нанопродукцию со всего мира. За полтора года в стране было запущено строительство 36 заводов наноиндустрии, общий объем инвестиций в уже реализуемые проекты — 93 млрд руб. Развиваются такие проекты: строительство завода полимерных и нанокompозитных материалов, солнечный кластер, завод по производству светодиодов, завод по производству каскадного плазморефа для очистки крови, а также производство современных упаковочных материалов в Татарстане.

Правда, пока серьезным сдерживающим фактором для развития наноиндустрии остается человеческий потенциал. По подсчетам Анатолия Чубайса, к 2015 г. в сфере наноиндустрии должны работать 150 тыс. человек, в том числе 100 тыс. — высшей квалификации.

Таким образом, необходимость развития и последующего внедрения нанотехнологий в жизнь человечества не подлежит сомнению.

Рассмотрим применение ударных процессов в сфере нанотехнологий. Изучение ударных процессов относится к числу наиболее актуальных проблем прикладной механики, связанных с оценкой поведения различных конструкций в условиях воздействия интенсивных нагрузок импульсного характера. Такие

нагрузки имеют место в условиях эксплуатации многих современных сооружений, машин и приборов.

Все работы в области исследования процесса удара можно разделить на следующие основные направления:

- изучение внутренних закономерностей процесса удара;
- исследование физико-механических свойств материалов в условиях динамического нагружения;
- оценка влияния импульсного нагружения на различные конструкции и сооружения.

Машины ударного действия обладают уникальным свойством — они способны создавать в контакте инструмента с обрабатываемым материалом усилия, в сотни и тысячи раз превышающие усилия в опорных устройствах машины. Это достигается в результате преобразования постоянного потока энергии, подводимой к машине, в дискретную последовательность ударных импульсов, которые по упругому волновому каналу передаются к обрабатываемой среде в виде волн деформации.

Рассмотрим случай использования ударной системы в качестве пресса для формирования микро перемещений в обрабатываемом материале за достаточно малый промежуток времени (десятки и сотни микросекунд). Достижение заданных параметров позволит использовать данную установку в нанотехнологиях, рис. 1.

Боек 1 наносит удар по пуансону 2, жестко закрепленному в опорах 5. В результате ударного взаимодействия бойка 1 об ударный торец пуансона 2, в пуансоне формируется ударная волна, которая, разгружаясь на обратном (рабочем) конце пуансона, удлиняет его. В результате такого удлинения рабочий конец пуансона воздействует на обрабатываемый материал 4, закрепленный на поверхности 3.

В работе [1] приведена программа для ПЭВМ по расчету параметров удара и определения оптимальных геометрических параметров бойка и инструмента. Описание основных геометрических параметров приведено на рис. 1.

В процессе вычислительного эксперимента параметры системы имели следующие значения.

1. Геометрические размеры бойка.

Диаметр бойка — $D_b = 0,035$ м.

Длина бойка — $L_b = 0,05$ м, $L_b = 0,1$ м, $L_b = 0,2$ м.

Радиус торца бойка — $R_b = 0,0175$ м, $R_b = 0,025$ м, $R_b = 0,15$ м, $R_b = 0,3$ м.

Высота сферического торца бойка — $P_b = 0,0175$ м, $P_b = 0,006$ м, $P_b = 0,001$ м, $P_b = 0,0015$ м.

2. Геометрические размеры пуансона.

Диаметр пуансона — $D_p = 0,035$ м. Расчеты проводились при сечении пуансона, равном сечению бойка.

Длина пуансона — $L_p = 0,2$ м.

Радиус торца пуансона — $R_p = 0,5$ м.

3. Прочие характеристики процесса.

Плотность материала бойка и пуансона (сталь) — $\rho_{ст} = 7900$ кг/м³, $\rho_{ст} = 7900$ кг/м³.

Скорости бойка и пуансона до удара — $V_b = 2,0$ м/с, $V_b = 3,0$ м/с, $V_b = 4,0$ м/с, $V_b = 5,0$ м/с, $V_b = 0$ м/с.

Модуль Юнга для материалов бойка и пуансона — $E_b = 2,08 \times 10^{11}$ Па, $E_p = 2,08 \times 10^{11}$ Па.

Коэффициент Пуассона для материалов бойка и пуансона — $\nu_b = 0,286$, $\nu_p = 0,286$.

Предел прочности сжатия для материалов бойка и пуансона — $\sigma_{сж} = 1250 \times 10^6$ Па, $\sigma_{сж} = 1250 \times 10^6$ Па.

Предел прочности растяжения для материалов бойка и пуансона — $\sigma_{ра} = 140 \times 10^6$ Па, $\sigma_{ра} = 140 \times 10^6$ Па.

Скорость продольной волны для материалов бойка и пуансона (для стержней) — $A_b = 5131$ м/с, $A_p = 5131$ м/с.

Количество разбиений бойка при проведении расчетов: $L_0=0,05$ м — $N=200$, $L_0=0,1$ м — $N=400$, $L_0=0,2$ м — $N=800$.

Определим рабочий ход пуансона. Как известно из закона Гука, перемещения прямо пропорциональны нагрузкам

$$F = K\Delta, \quad (1)$$

где F — сила; Δ — перемещение этой силы; K — жесткость тела, зависящая от свойств материала, формы и размеров тела.

Поскольку напряжения $\sigma = F/S$ и деформации $\epsilon = \Delta/l$ есть нагрузка и перемещение, деленные на константы S — площадь и l — длина, то и напряжения прямо пропорциональны деформациям, т.е. $\sigma = E\epsilon$, где E — модуль Юнга (коэффициент пропорциональности, называемый модулем продольной упругости).

Подставим в выражение закона Гука $\sigma = E\epsilon$ формулы для напряжения и деформации, откуда получим

$$\Delta l = \frac{Fl}{ES}, \quad (2)$$

Эта формула справедлива в случае действия одной сосредоточенной силы, то есть продольное усилие F постоянно по всей длине стержня. Данное условие соблюдается для рассматриваемого случая.

В качестве примера рассмотрим следующие параметры установки: длина пуансона $l=0,2$ м, сила удара $F=5000$ Н, модуль Юнга для стали $E=2,08 \times 10^6$ МПа, диаметр стержня — $d=0,032$ м. При расчете по выражению (2) удлинение пуансона составит $\Delta l=6,22 \times 10^{-6}$ м или $\Delta l=6,22$ мкм.

Произведем расчет скорости и ускорения рабочей кромки пуансона. Время удара T составит

$$T = \frac{2l}{V} = \frac{2 \cdot 0,2}{5000} = 80 \cdot 10^{-6} \text{ с или } T = 80 \text{ мкс}$$

С учетом времени сжатия стержня пуансона и времени нарастания силы, чистое время разгона рабочей кромки пуансона составит примерно $t=30$ мкс. С учетом того, что начальная скорость пуансона равна нулю, получим выражение

$$\Delta l = \frac{at^2}{2},$$

где a — ускорение рабочей кромки пуансона. Из данного выражения получим $a=13832$ м/с², и далее, скорость рабочей кромки пуансона $v=0,41$ м/с.

Таким образом, для рассмотренного варианта ударного взаимодействия, усилие данного пресса будет эквивалентно весу груза массой 5 тонн; ход пуансона — 6 мкм, и время действия усилия составит 30 мкс. Данная машина может найти свое применение в сфере нанотехнологий.

Библиографический список

1. Чернявский, Д.И. Определение параметров удара в машинах ударного действия: Монография. — Омск. Изд-во ОмГТУ, 2009. — Ч. 1. — 136 с.
2. Лысцов, В.Н., Мурзин, Н.В. Проблемы безопасности нанотехнологий. — М.: МИФИ, 2007 г. — 70 с.
3. <http://nanodigest.ru/content/view/334/1/>

ЧЕРНЯВСКИЙ Дмитрий Иванович, доктор технических наук, профессор кафедры «Менеджмент». Адрес для переписки: e-mail: maneg1.omgtu.ru
ЧЕРНЯВСКАЯ Дарья Дмитриевна, студентка специальности «Динамика и прочность машин, приборов и аппаратуры».

Статья поступила в редакцию 30.10.2009 г.
 © Д. И. Чернявский, Д. Д. Чернявская

Книжная полка

Проектирование технологических схем и оснастки [Текст] : учеб. пособие для вузов по специальности «Технология машиностроения» направления подгот. «Конструкторско-технологическое обеспечение машиностроительных производств» / Л. В. Лебедев [и др.]. — М.: Академия, 2009. — 335, [1] с. : рис., табл. — (Высшее профессиональное образование). — Библиогр.: с. 330–332. — ISBN 978-5-7695-4944-1.

Рассмотрены начала технологического проектирования производства деталей. Представлены схемы настройки станков. Описаны основы проектирования технологической оснастки. Приведены рекомендуемые этапы проектных работ, их содержание и последовательность выполнения, а также порядок и методики выполнения различных инженерных расчетов. Даны примеры, позволяющие интенсифицировать практические занятия.

Проектирование металлорежущего инструмента [Текст] : учеб. для вузов по специальности «Конструкторско-технологическое обеспечение машиностроительных производств» / Е. Н. Трембач [и др.]. — Йошкар-Ола : Изд-во Марийск. гос. техн. ун-та, 2008. — 430 с. : рис., табл. — Библиогр.: с. 412–414. — ISBN 978-5-8158-0624-5.

Изложены основные теоретические вопросы по методике проектирования металлорежущих инструментов. Даны рекомендации по выбору материала режущей части, геометрических и конструктивных параметров, использованию систем автоматизированного проектирования режущих инструментов. Приведены справочные материалы для выполнения и оформления курсовой работы. Рассмотрены примеры расчета и конструирования отдельных видов инструмента.

ИССЛЕДОВАНИЕ ИЗМЕНЕНИЯ СКОРОСТИ ПЕРЕМЕЩЕНИЯ ГРУЗА НА НАКЛОННОЙ ВИБРИРУЮЩЕЙ ПОВЕРХНОСТИ ОТ РАЗЛИЧНЫХ ФАКТОРОВ

Проведен анализ экспериментальных данных, полученных на вибрационном стенде при различных факторах, влияющих на коэффициент трения груза о поверхность и вывод математической модели движения в зависимости от степени орошения водой, угла наклона колеблющейся поверхности, частоты и амплитуды колебания.

Ключевые слова: вибрация, сортирование, ориентация, трение, орошение.

При механизации и автоматизации обработки, например, рыбы одной из важных проблем является сортирования по размерам. Сортирование необходимо для обеспечения качественной работы рыбообработочных машин, обрабатывающих рыбу определенных видов и размеров, и особенно тех машин, которые не имеют автоматической настройки перемещения режущих инструментов на оптимальный рез с целью экономичной разделки. Предварительное сортирование повышает выход сырья после разделки и улучшает его качество.

Для качественного проведения сортирования можно применять только безотрывные режимы движения. В противном случае наблюдается дезориентация рыбы относительно параметра сортирования, а многочисленные удары приводят к ухудшению консистенции тела рыбы. Безотрывные режимы будут гарантированы, если нормальная реакция сохранит положительное значение за весь период колебаний, даже если переносная сила инерции принимает максимальное значение.

Для сравнения результатов экспериментальных и теоретических исследований необходимо иметь данные о коэффициентах трения рыбы, помещенной в калибрующую щель, образуемую между рабочими органами решетки. Коэффициент трения f'_r определяли на рабочих органах, установленных горизонтально на столе вибростенда. Столу сообщали гармоничные колебания с частотой меньше критической, при которой рыба не перемещалась по щели. Затем изменяли частоту колебаний до тех пор, пока рыба не начнет двигаться. Частоту, при которой началось движение рыбы, принимали за критическую.

Получив критическую частоту ω_k , определяли коэффициент трения покоя при ориентации рыбы головой вперед:

$$f'_r = \frac{A\omega_k^2}{g} \quad (1)$$

где ω_k — частота колебаний критическая.

Коэффициент трения покоя f'_x определяли на наклонном столе. Рыбу укладывали в щель головой вверх и стол наклоняли так, чтобы сопротивление движению хвостом вперед было меньше, чем головой вперед. Критическая частота колебаний движения хвостом вперед в данном случае будет меньше критической частоты движения рыбы головой вперед, и рыба двигается хвостом только вперед. В данном случае коэффициент трения определяли по формуле:

$$f'_x = \operatorname{tg} \varphi - \frac{A\omega^2}{g \cos \alpha} \quad (2)$$

Кинетический коэффициент трения определяли на горизонтальном и наклонном столе по средней скорости перемещения рыбы, когда она двигалась только вперед за цикл колебаний. Для фиксированных максимальных ускорений колебаний виброплатформой использовали таблицы, составленные С. И. Брилем [1]. При определении адгезионной и деформационных составляющих коэффициента трения рыбу помещали в щель между двумя параллельными пластинами. Адгезионную составляющую определяли по средней скорости перемещения рыбы по колеблющему лотку. Опыты проводились и при орошении поверхности стола пленкой воды. При небольшом значении плотности орошения $\Gamma = 0 \div 750$ кг/м·ч величина коэффициента трения практически не изменялась (рис. 1), при увеличении плотности орошения Γ до 1000 кг/м·ч толщина пленки жидкости увеличивалась, продвижение тушки рыбы по лотку ускорялось, скорость скольжения увеличивалась, что объясняется уменьшением значения коэффициента трения, при более значительных величинах плотности орошения тушка рыбы срывалась, устойчивого движения по лотку не наблюдалось, что позволяет говорить о том, что величина коэффициента трения, влияющая на скорость перемещения рыбы [2], зависит не только от ориентации поверхности — горизонтальной или наклонной, но и от плотности орошения поверхности и от

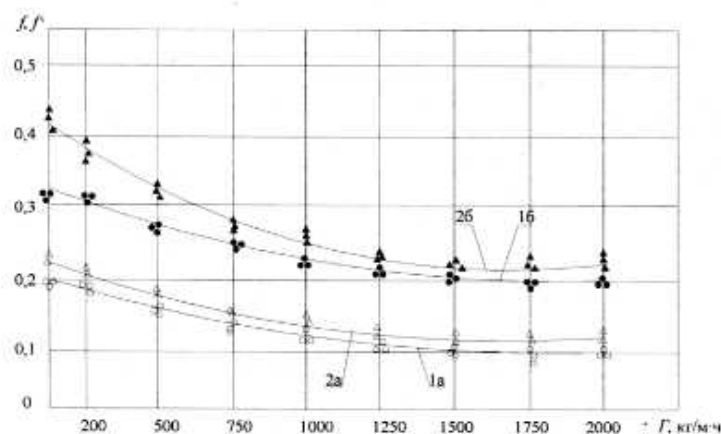


Рис. 1. Зависимость кинетического коэффициента трения рыбы (сельди тихоокеанской) от плотности орошения поверхности (а – головой вперед; б – хвостом вперед): 1 – по поверхности из нержавеющей стали; 2 – по поверхности из оргстекла

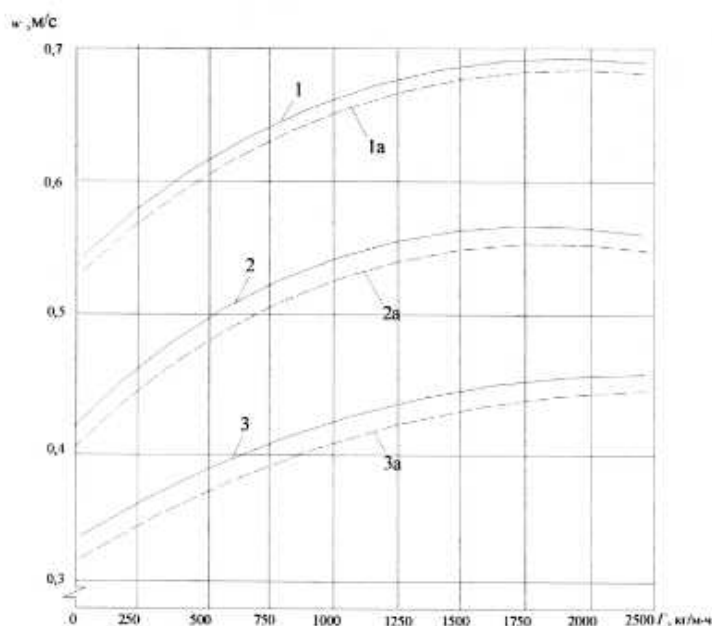


Рис. 2. Зависимость скорости перемещения рыбы (сельди тихоокеанской) от плотности орошения: 1) 1 – V-образный профиль; 2 – U-образный профиль; 3 – L-образный профиль ($\varphi=18^\circ$; пресная вода; $\omega=50 \text{ c}^{-1}$); 2) 1a – V-образный профиль; 2a – U-образный профиль; 3a – L-образный профиль ($\varphi=18^\circ$; $S=34,7 \text{ \%}$; $\omega=50 \text{ c}^{-1}$)

режимных факторов колебания поверхности: частоты и амплитуды колебания.

Зависимость коэффициента трения от перечисленных факторов можно представить:

$$f' = f(A, \varphi, \Gamma, \omega, F^*, \tau, S, \dots), \quad (3)$$

где A – амплитуда колебаний, мм; ω – частота колебаний, мин^{-1} ; Γ – плотность орошения, кг/м^2 ; φ – угол наклона поверхности, град; F^* – сила трения; τ – напряжение среза пленки между рыбой и поверхностью; S – площадь фрикционного контакта.

$$f_r' = B, A^{n_1}, \varphi^{n_2}, \Gamma^{n_3}, \omega^{n_4}, \tau^{n_5}, S^{n_6}. \quad (4)$$

Значения B и показатели степени n_i и т.д. определяются математической обработкой экспериментальных данных.

Движение рыбы по сортирующей щели различного профиля, орошаемой как пресной, так и морской водой при изменяющейся плотности орошения представлена в координатах:

$$1. w = f(\Gamma) \text{ при } \left. \begin{array}{l} S = \text{const} \\ m = \text{const} \end{array} \right\} \text{ пресная вода; } S = 34,7 \text{ \%} /_{00}$$

$$2. w = f(A\omega_k^2) \text{ при } \left. \begin{array}{l} S = \text{const} \\ m = \text{const} \end{array} \right\} \text{ пресная вода; } S = 34,7 \text{ \%} /_{00}$$

Исходя из теоретического описания механизма движения тушки рыбы по сортировочной щели [3], скорость продвижения пропорциональна ускорению колебаний сортировочной решетки. Скорость возрастает при увеличении плотности орошения вибрирующей поверхности. Суммарная скорость продвижения будет представлять собой:

$$w = \sqrt{w_{п.д.}^2 + w_B^2 + w_{прот.}^2}, \text{ м/с}, \quad (5)$$

где $w_{п.д.}$ – скорость поступательного движения; w_B – вибрационная скорость; $w_{прот.}$ – скорость проталкивания.

Как показали визуальные наблюдения процесса перемещения рыбы, имеются два периода перемеще-

ния: устойчивое при плотности орошения до 1750 кг/м·ч и период, который характеризуется срывом тушки с поверхности.

Экспериментальные исследования проводились в пределах следующих параметров

A — амплитуда колебаний (0÷15), мм;

ω — частота колебаний (0÷70), с⁻¹;

Γ — плотность орошения (0÷2000), кг/м·ч;

φ — угол наклона поверхности (0÷25), град;

P — профиль сортирующей щели (V-образный, U-образный, П-образный);

m — масса рыбы (0,04÷0,14), кг;

S — соленость морской воды (0÷34,4), ‰.

Степень влияния плотности орошения поверхности для продвижения тушки рыбы на скорость в зависимости от профиля калибрующей щели, концентрации орошаемого раствора, угла наклона поверхности представлена в виде графической зависимости (рис. 2).

Ранее нами установлено, что основными факторами, влияющими на скорость перемещения рыбы в щели являются: ускорение колеблющейся решетки $A\omega^2$, масса рыбы m , угол наклона решетки φ , плотность орошения Γ , форма калибрующей щели:

$$w = B \cdot (A\omega^2)^n \cdot \varphi^{n_1} \cdot \Gamma^{n_2} \cdot m^{n_3} \cdot S^{n_4}. \quad (6)$$

Обработка экспериментальных данных, представленных в виде графических зависимостей, позволила получить ряд эмпирических зависимостей скорости от перечисленных выше факторов:

$$w = A_1 (A\omega^2)^{1,1}, \quad (7)$$

$$w = A_2 S^{-0,2}, \quad (8)$$

$$w = A_3 \varphi^{0,37}, \quad (9)$$

$$w = A_4 \Gamma^{0,6}, \quad (10)$$

$$w = A_5 m^{0,2}, \quad (11)$$

На основании обработки плана экспериментов получено расчетное уравнение регрессии в логарифмическом масштабе:

$$y^* = -0,4 + 0,2x_1^* + 0,05x_2^* + 0,055x_3^* + 0,061x_4^* + 0,031x_5^*. \quad (12)$$

Расчетная зависимость скорости от перечисленных факторов имеет вид:

$$w = 3,1 \cdot 10^{-3} (A\omega^2)^{1,1} \cdot m^{0,2} \cdot \varphi^{0,34} \cdot \Gamma^{0,6} \cdot S^{-0,18}. \quad (13)$$

Анализ зависимости (13) и результатов эксперимента позволил сделать вывод, что решающее влияние на величину скорости перемещения оказывают вибрационные параметры, плотность орошения поверхности и, в меньшей степени, угол наклона, масса тушки и соленость воды.

Библиографический список

1. Бриль, С.И. Загрузочные устройства рыбообрабатывающих машин. Конструкция, теория, расчет / С.И. Бриль. — М.: Пищевая промышленность, 1980. — 184 с.
2. Гончаревич И.Ф. Вибрационная техника в пищевой промышленности / И.Ф. Гончаревич, Н.Б. Урьев, М.А. Тележник. — М.: Пищевая промышленность, 1977. — 278 с.
3. Грачев, Ю.П. Математические методы планирования экспериментов / Ю.П. Грачев. — М.: Пищевая промышленность, 1979. — 200 с.

МЕЛЬНИКОВ Константин Юрьевич, доцент кафедры «Пищевая инженерия».

Адрес для переписки: e-mail: melnikov_k_j@mail.ru
УГРЮМОВА Светлана Дмитриевна, доктор технических наук, профессор кафедры «Пищевая инженерия».

Статья поступила в редакцию 30.09.2009 г.

© К. Ю. Мельников, С. Д. Угрюмова

Книжная полка

Биронт, В. С. Теория термической обработки металлов [Текст]: учеб. для вузов по специальности «Металловедение и термическая обработка металлов» / В. С. Биронт; Сиб. федер. ун-т. — Красноярск: Изд-во Сиб. федер. ун-та, 2009. — 539 с.: рис., табл. — Библиогр.: с. 504–505. — Алф. предм. указ.: с. 523–532. — ISBN 978-5-7638-1186-5.

В учебнике изложена теория основных процессов, развивающихся при термической обработке сталей, чугунов, цветных металлов и сплавов. Проанализированы структурные изменения, которые протекают при отжиге, закалке, старении, отпуске, химико-термической, деформационно-термической и других комбинированных видах обработки. Рассмотрены теплофизические аспекты операций термической обработки и их связь со структурным состоянием сталей и сплавов.

Рыков, С. П. Проектирование металлорежущего инструмента [Текст]: учеб. пособие для вузов по специальности «Конструкторско-технологическое обеспечение машиностроительных производств» / С. П. Рыков, А. Г. Схиртладзе, В. А. Хренов; Твер. гос. техн. ун-т. — 1-е изд. — Тверь: Изд-во ТГТУ, 2008. — 139 с.: рис., табл. — Библиогр.: с. 138–139. — ISBN 978-5-7995-0416-8.

Изложены методики организации и проведения курсового проектирования металлорежущего инструмента, расчета специальных режущих инструментов для заданных условий обработки, предложены типовые задания на проектирование.

ПРИМЕНЕНИЕ ДИСКРЕТНОГО ВЕЙВЛЕТ-ПРЕОБРАЗОВАНИЯ ПРИ ДИАГНОСТИКЕ РОТОРНЫХ МЕХАНИЗМОВ

Показана необходимость в повышении качества и достоверности вибродиагностирования. Предложены алгоритмы предварительной обработки сигналов с помощью дискретного вейвлет-преобразования, позволяющие повысить достоверность диагностирования на 3–5 %.

Ключевые слова: вибрация, диагностика, вейвлет-преобразование, спектр, дефект, преобразование Фурье.

Для поддержания работоспособности стареющего подвижного состава на ближайшие годы намечены его модернизация и совершенствование системы ремонта. В настоящее же время применяются три основные системы планирования и проведения ремонта.

1. Работа до отказа. Это система «бесплановых» ремонтов. В условиях рынка такая система обслуживания оборудования считается нежизнеспособной, т. к. является наиболее затратной.

2. Система плано-предупредительных ремонтов (ППР). В рамках этой системы подразумевается проведение профилактических ремонтов через определенные интервалы времени. Основным недостатком системы ППР заключается в том, что ремонты оборудования планируются вне зависимости от его фактического технического состояния. В результате увеличивается общая стоимость ремонтных работ за счет проведения необоснованных ремонтов, но и это, в конечном итоге, не снижает общей аварийности работы оборудования.

3. Обслуживание и ремонт оборудования по фактическому техническому состоянию. Это наиболее прогрессивная система обслуживания. Основной принцип системы — обслуживание и ремонт оборудования выполняются только в то время и только в том объеме, в котором они действительно необходимы, исходя из текущего технического состояния оборудования. Эта система позволяет свести браки в поездной работе до минимума.

Для определения технического состояния узлов подвижного состава используются различные методы неразрушающего контроля и диагностики. Наиболее универсальными, с точки зрения механики, параметрами для определения технического состояния оборудования являются механические колебания, или вибрация.

Большинство современных методов вибрационной диагностики базируется на анализе вибрации работающих машин и оборудования. Эти методы составляют основу функциональной (рабочей) диагностики, несмотря на то, что режимы работы оборудования могут быть самыми разными — от установившихся (номинальных или специальных) до переходных, в том числе пусковых, импульсных и т.п.

Проведение функциональной диагностики узлов возможно и на специализированных диагностических стендах, воспроизводящих условия рабочих режимов. Один из таких стендов имеется в лаборатории диагностических средств подвижного состава ОмГУПС (рис. 1). Стенд предназначен для диагностирования буксовых узлов колесных пар пассажирских вагонов. В режиме проведения диагностирования обеспечивается частота вращения колесной пары около 300 об/мин, что соответствует скорости движения 60 км/ч. Гидравлическая система стенда обеспечивает нагрузку на колесную пару порядка 6 тонн.

Датчиками виброускорения, которые установлены в нагруженной части корпусов букс, измеряются сигналы вибрации и передаются по линиям связи на согласующее устройство и дальнейшую обработку в ПЭВМ. Датчиком частоты вращения определяется текущая частота вращения колесной пары. После обработки информации, поступившей с датчиков, на экран монитора (или принтер) выдается заключение о техническом состоянии буксового узла.

В состав вибродиагностической системы входят следующие основные элементы:

- объект диагностирования;
- датчики вибрации;
- линии связи датчиков с измерительным блоком;
- измерительный блок;
- блок первичной обработки сигналов;
- блок анализа сигналов;
- база данных.

На качество диагностирования влияют все вышеперечисленные элементы системы.

Необходимо по возможности исключать влияние посторонней вибрации на результаты измерений. Датчики вибрации должны обладать требуемыми техническими характеристиками, кроме того, способ и конструкция крепления датчика к месту измерения вибрации должны обеспечивать пропускание сигнала вибрации в нужной полосе частот.

Линии связи обеспечивают качественную передачу сигналов с датчиков вибрации к измерительному блоку и защиту от наводок. Измерительный блок осуществляет нормализацию сигнала и его аналого-цифровое преобразование. К основным характерис-

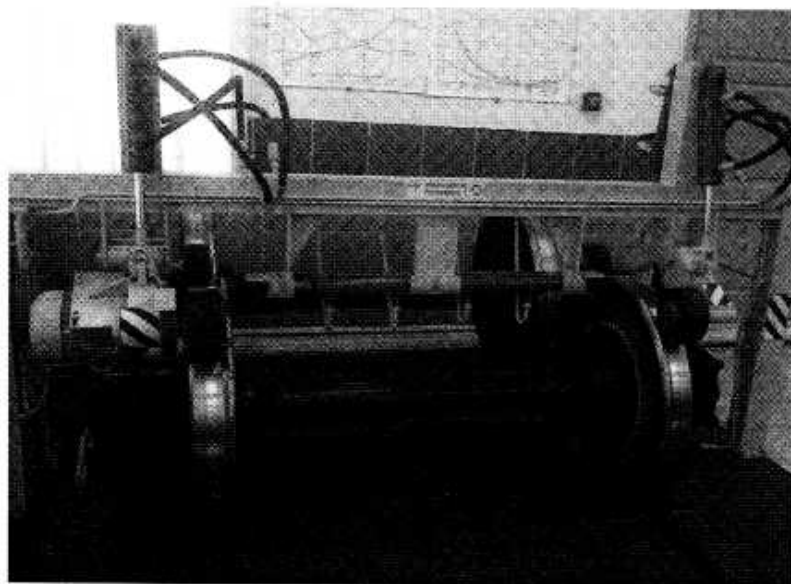


Рис. 1. Стенд диагностирования колесных пар, ОмГУПС

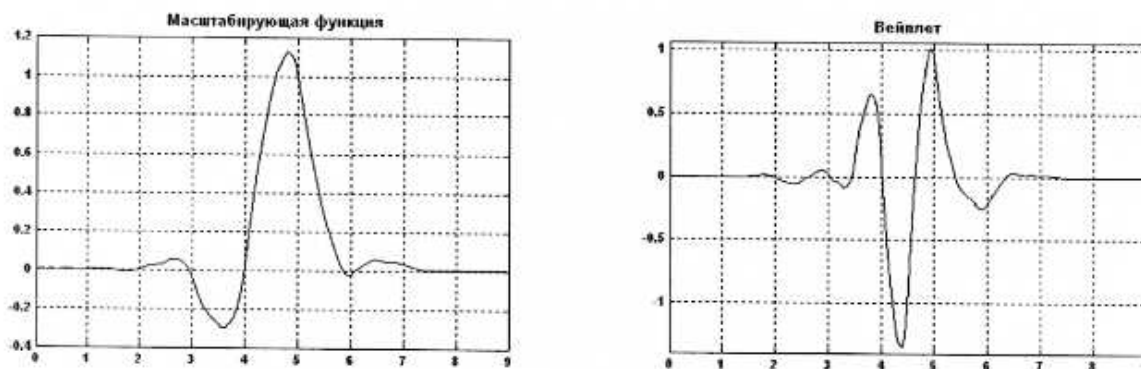


Рис. 2. Симлет пятого порядка и его масштабирующая функция

тикам этого блока следует отнести разрядность и быстродействие используемого АЦП.

Оцифрованный сигнал с датчиков вибрации поступает в блок первичной обработки сигналов. Обычно этот блок реализуется на основе цифрового сигнального процессора. Здесь производится цифровая фильтрация сигнала, вычисление временных и статистических характеристик сигнала и быстрое преобразование Фурье.

Вычисленные в блоке первичной обработки сигналов данные передаются по тому или иному интерфейсу блоку анализа сигналов. Он представляет собой диагностический модуль, который на основе полученных данных делает заключение о техническом состоянии объекта диагностирования. Заключение выдается пользователю, а результаты диагностирования сохраняются в базу данных. Следует сказать, что накапливаемая ежедневно с различных диагностических комплексов информация не должна лежать мертвым грузом в памяти компьютера. Её следует регулярно обрабатывать и анализировать, чтобы выявлять общие зависимости и тенденции в состоянии диагностируемого оборудования [1]. Качество этого элемента системы влияет на так называемую диагностику второго уровня, где объектом диагностирования является не отдельный узел, а объект целиком или даже совокупность объектов [2].

Каждый из элементов вибродиагностической системы можно улучшать с целью повышения каче-

ства, глубины и достоверности диагностирования. Остановим внимание на блоке первичной обработке сигналов. В настоящее время оценка технического состояния и поиск дефектов роторного оборудования на основе анализа вибросигнала производится следующими методами [3]:

- по среднеквадратическому значению виброскорости;
- по спектру вибросигнала;
- по соотношению пик/фон вибросигнала;
- по спектру огибающей вибросигнала.

Автором проведена серия экспериментов на стенде диагностирования колесных пар в ОмГУПС. Целью эксперимента являлось применение дискретного вейвлет-преобразования для фильтрации сигнала вибрации в блоке предварительной обработки сигналов.

С помощью аппаратуры «Прогноз-1М» был записан временной сигнал вибрации с буксовых подшипников, записанный с дефектных и бездефектных узлов. Частота дискретизации временного сигнала составляет 65536 Гц. Разрядность АЦП — 16 бит. Далее с помощью программы «MatLab 6.5» была проведена обработка записанного сигнала с помощью инструмента Wavelet Toolbox [4].

В качестве базового вейвлета был выбран симлет пятого порядка. График базисного вейвлета и соответствующая масштабирующая функция приведены на рис. 2.

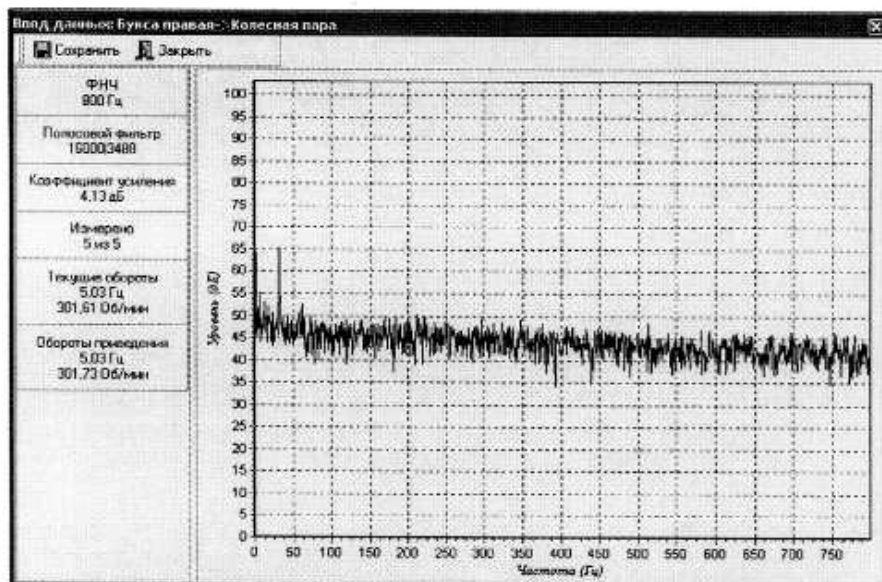


Рис. 3. Бездефектный узел, спектр огибающей исходного сигнала

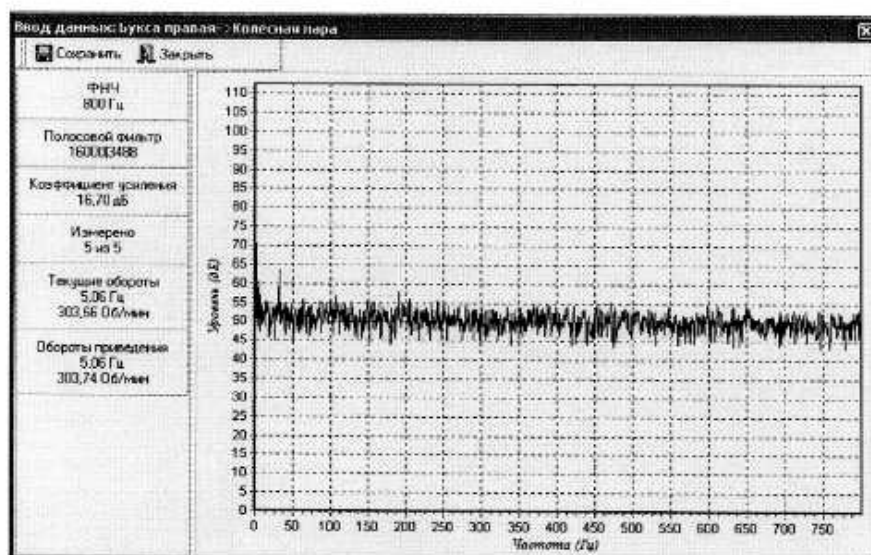


Рис. 4. Дефектный узел, спектр огибающей исходного сигнала

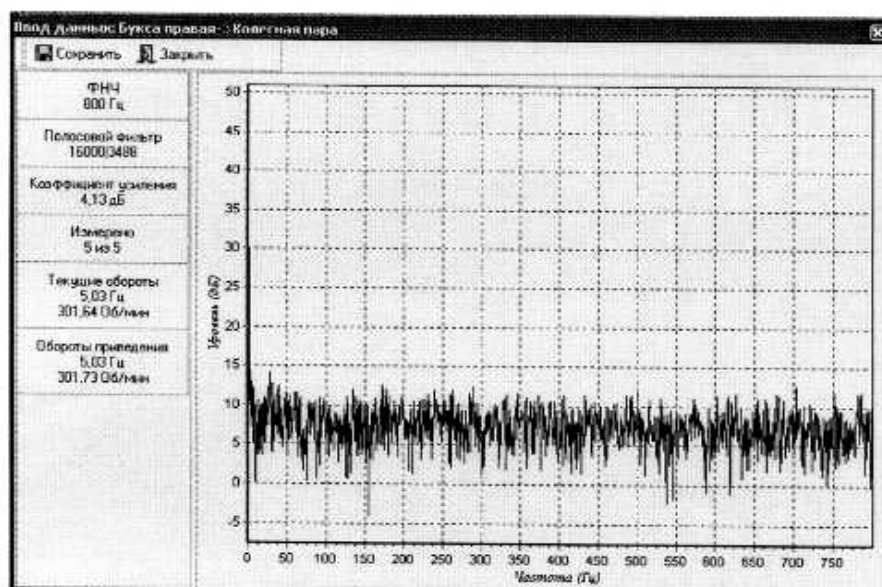


Рис. 5. Бездефектный узел, спектр огибающей обработанного сигнала

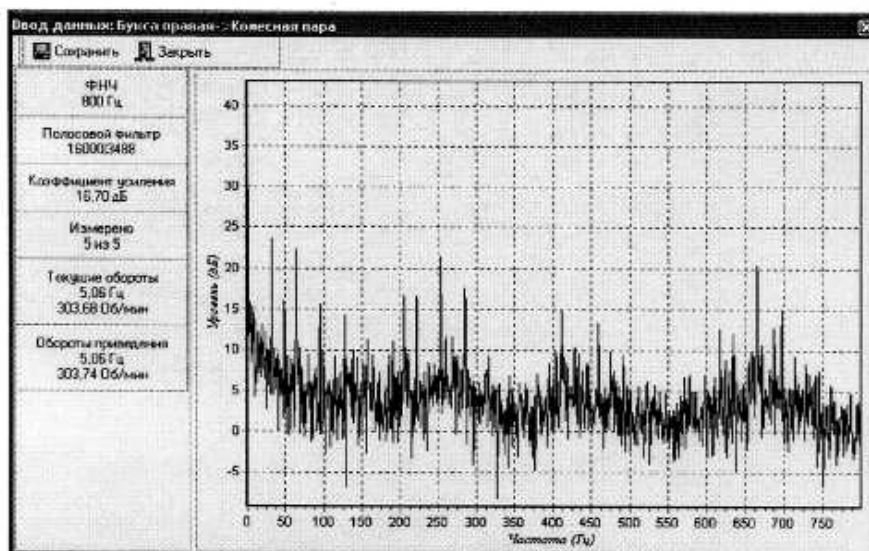


Рис. 6. Дефектный узел, спектр огибающей обработанного сигнала

Было проведено разложение временного сигнала на пять уровней детализации с помощью дискретного вейвлет-преобразования. Далее производилась фильтрация коэффициентов детализации и реконструкция сигнала из отфильтрованных коэффициентов [5]. Затем вычислялся спектр огибающей реконструированного сигнала, который является основной информацией для модуля анализа. Для дефектного и бездефектного узлов были получены спектры огибающей исходного сигнала и сигнала обработанного с помощью дискретного вейвлет-преобразования. Результаты представлены на рис. 3–6.

Частота вибрации при перекатывании роликов по наружному кольцу f_n вычисляется по формуле [6]:

$$f_n = \frac{1}{2} \cdot f_{вр} \cdot \left(1 - \frac{dp}{dn} \cdot \cos(\alpha) \right) \cdot z.$$

Здесь $f_{вр}$ – частота вращения внутреннего кольца (т.е. колесной пары); dn – наружный диаметр поверхности качения (внутренний диаметр наружного кольца); z – число тел качения (роликов); dp – диаметр ролика α – угол, центр которого находится на оси вращения, а лучи проходят через оси соседних роликов. Частота вращения колесной пары на стенде составляет 5,03 Гц. Для буксового подшипника SU232726 диаметр наружного кольца составляет 250 мм, количество роликов равно 14, диаметр ролика – 32 мм, угол α равен 0 градусов. Тогда f_n будет равно 30,7 Гц.

Пик на спектре огибающей в районе 31 Гц соответствует частоте перекатывания роликов по наружному кольцу подшипника. При взгляде на эти спектры трудно сказать, какой из них соответствует дефектному узлу.

В спектре огибающей обработанного сигнала четко видна характерная частота дефекта наружного кольца и её гармоники.

Область исследования очень широка. Существует большое количество параметров обработки сигнала с помощью дискретного вейвлет-преобразования, которыми можно варьировать: базовый вейвлет, глубина разложения, метод фильтрации коэффициентов детализации. Однако уже сейчас имеются результаты, позволяющие повысить достоверность диагностирования на 3–5 %.

Библиографический список

1. Щедрин, В.И. Еще раз о перспективах вибродиагностики / В.И. Щедрин, В.Ю. Тэттер, В.С. Барайщук, А.К. Агафонкин // Локомотив. – 2007. – №5. – С. 39–41.
2. Тэттер, В.Ю. Распределенная система диагностирования на базе программно-аппаратного комплекса оперативной диагностики «Прогноз» / В.Ю. Тэттер, И.В. Федоров, В.Г. Шахов // Актуальные проблемы Транссиба на современном этапе: материалы международной конференции. – Новосибирск, 2007. – С. 123–127.
3. Руссов, В.А. Спектральная вибродиагностика / В.А. Руссов. – М.: Энергоиздат, 1996. – 261 с.
4. Смоленцев, Н.К. Основы теории вейвлетов. Вейвлеты в MatLab / Н.К. Смоленцев. – М.: Изд-во ДМК пресс, 2008. – 448 с.
5. Добеши, И. Десять лекций по вейвлетам / И. Добеши. – Ижевск: НИЦ «Регулярная и хаотическая динамика», 2001. – 464 с.
6. Вибрация и вибродиагностика судового электрооборудования / А.В. Барков [и др.]. – М.: Судостроение, 1986. – 166 с.

ФЕДОРОВ Иван Васильевич, аспирант кафедры «Автоматика и системы управления».

Адрес для переписки: e-mail: FedorovIV@inbox.ru

Статья поступила в редакцию 23.12.2009 г.

© И. В. Федоров

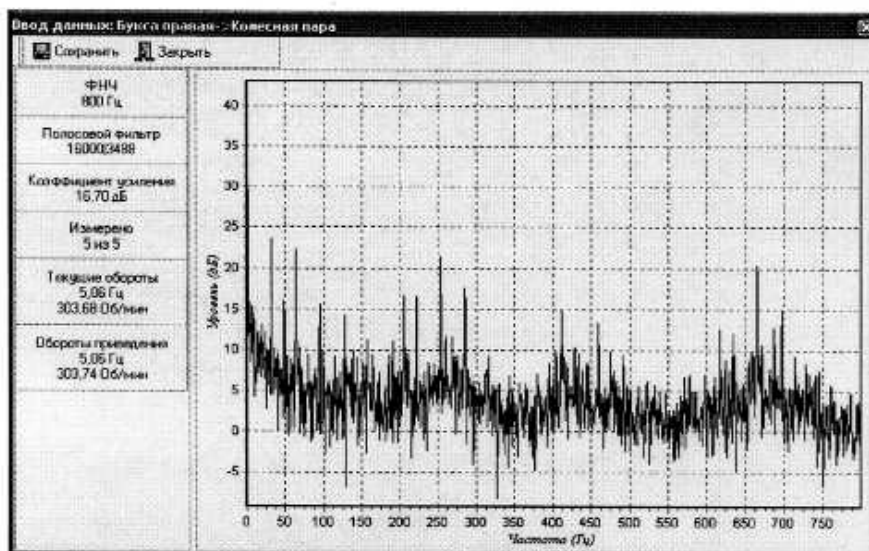


Рис. 6. Дефектный узел, спектр огибающей обработанного сигнала

Было проведено разложение временного сигнала на пять уровней детализации с помощью дискретного вейвлет-преобразования. Далее производилась фильтрация коэффициентов детализации и реконструкция сигнала из отфильтрованных коэффициентов [5]. Затем вычислялся спектр огибающей реконструированного сигнала, который является основной информацией для модуля анализа. Для дефектного и бездефектного узлов были получены спектры огибающей исходного сигнала и сигнала обработанного с помощью дискретного вейвлет-преобразования. Результаты представлены на рис. 3–6.

Частота вибрации при перекатывании роликов по наружному кольцу f_n вычисляется по формуле [6]:

$$f_n = \frac{1}{2} \cdot f_{вр} \cdot \left(1 - \frac{dp}{dn} \cdot \cos(\alpha) \right) \cdot z.$$

Здесь $f_{вр}$ – частота вращения внутреннего кольца (т.е. колесной пары); dn – наружный диаметр поверхности качения (внутренний диаметр наружного кольца); z – число тел качения (роликов); dp – диаметр ролика α – угол, центр которого находится на оси вращения, а лучи проходят через оси соседних роликов. Частота вращения колесной пары на стенде составляет 5,03 Гц. Для буксового подшипника SU232726 диаметр наружного кольца составляет 250 мм, количество роликов равно 14, диаметр ролика – 32 мм, угол α равен 0 градусов. Тогда f_n будет равно 30,7 Гц.

Пик на спектре огибающей в районе 31 Гц соответствует частоте перекатывания роликов по наружному кольцу подшипника. При взгляде на эти спектры трудно сказать, какой из них соответствует дефектному узлу.

В спектре огибающей обработанного сигнала четко видна характерная частота дефекта наружного кольца и её гармоники.

Область исследования очень широка. Существует большое количество параметров обработки сигнала с помощью дискретного вейвлет-преобразования, которыми можно варьировать: базовый вейвлет, глубина разложения, метод фильтрации коэффициентов детализации. Однако уже сейчас имеются результаты, позволяющие повысить достоверность диагностирования на 3–5%.

Библиографический список

1. Щедрин, В.И. Еще раз о перспективах вибродиагностики / В.И. Щедрин, В.Ю. Тэттер, В.С. Барайщук, А.К. Агафонкин // Локомотив. – 2007. – №5. – С. 39–41.
2. Тэттер, В.Ю. Распределенная система диагностирования на базе программно-аппаратного комплекса оперативной диагностики «Прогноз» / В.Ю. Тэттер, И.В. Федоров, В.Г. Шахов // Актуальные проблемы Транссиба на современном этапе: материалы международной конференции. – Новосибирск, 2007. – С. 123–127.
3. Руссов, В.А. Спектральная вибродиагностика / В.А. Руссов. – М.: Энергоиздат, 1996. – 261 с.
4. Смоленцев, Н.К. Основы теории вейвлетов. Вейвлеты в MatLab / Н.К. Смоленцев. – М.: Изд-во ДМК пресс, 2008. – 448 с.
5. Добеши, И. Десять лекций по вейвлетам / И. Добеши. – Ижевск: НИЦ «Регулярная и хаотическая динамика», 2001. – 464 с.
6. Вибрация и вибродиагностика судового электрооборудования / А.В. Барков [и др.]. – М.: Судостроение, 1986. – 166 с.

ФЕДОРОВ Иван Васильевич, аспирант кафедры «Автоматика и системы управления».
Адрес для переписки: e-mail: FedorovIV@inbox.ru

Статья поступила в редакцию 23.12.2009 г.

© И. В. Федоров

ЧИСЛЕННАЯ ОЦЕНКА НЕСУЩЕЙ СПОСОБНОСТИ ТРУБОПРОВОДОВ С КОРРОЗИОННЫМИ ДЕФЕКТАМИ

В статье моделируется разрушение трубопровода с коррозионным дефектом. Для стали 19Г применяется математическая модель упругопластического деформирования металлов, полученная ранее авторами. Даны практические рекомендации.

Ключевые слова: упругопластические материалы, деформирование, разрушение, коррозионный дефект трубопровода.

Введение

Создание прочных и надёжных машин и конструкций с высоким ресурсом работы, обладающих минимальным весом, — проблема большой важности. Значимость проблемы прочности постоянно возрастает, что объясняется повышением сложности технических изделий и увеличением уровня нагрузочных факторов. Кроме того, тенденция к снижению материалоёмкости создаваемых машин и практическая потребность в оценке несущей способности эксплуатируемых конструкций приводит к тому, что машины и конструкции оптимизируются, исходя из анализа напряжённо-деформированного состояния изделий по более точным определяющим соотношениям, учитывающим характерные изменения внутренней структуры материалов, приводящих к разрушению [1, 2].

Из всего многообразия современных конструкций особое место в экономике нашей страны занимают системы трубопроводного транспорта. Трубы нефтегазопроводов испытывают комплексное воздействие, основными составляющими которого являются напряжения от внутреннего давления и коррозионное воздействие внешней среды. Оценка остаточной прочности магистральных трубопроводов после продолжительной эксплуатации представляет собой актуальную задачу, от решения которой зависят изменения режимных параметров работы, оптимальный график замены труб, выработавших свой ресурс, и связанная с этим экологическая безопасность окружающей среды [3].

1. Постановка задачи

Для оценки несущей способности элементов конструкций воспользуемся уравнениями равновесия

$$\nabla \cdot \mathbf{T} = 0 \quad (1)$$

$$\varepsilon = (\nabla \mathbf{u} + \nabla \mathbf{u}^T)/2. \quad (2)$$

Краевые условия на поверхности Σ , ограничивающей занимаемую телом область V , в общем случае могут носить смешанный характер. На одной части поверхности Σ' задаётся вектор напряжения внешних поверхностных сил \mathbf{f} , а на другой части поверхности Σ'' задаётся вектор перемещений точек тела \mathbf{u}_Σ :

$$\begin{cases} \mathbf{T} \cdot \mathbf{n}|_{\Sigma'} = \mathbf{f}, \\ \mathbf{u}|_{\Sigma''} = \mathbf{u}_\Sigma. \end{cases} \quad (3)$$

Здесь \mathbf{T} — тензор напряжений; ε — линейный тензор деформации, \mathbf{u} — вектор перемещений, \mathbf{n} — орт внешней нормали. Систему уравнения (1) — (3) замыкают определяющие соотношения, описывающие реологические свойства упруго-пластического материала:

$$\mathbf{T} = K \operatorname{tr} \varepsilon \mathbf{I} + 2\mu(\bar{\varepsilon} - \varepsilon^*), \quad (4)$$

$$\dot{\varepsilon}^* = Y \cdot \frac{\bar{\varepsilon} - \kappa \varepsilon^*}{\|\bar{\varepsilon} - \kappa \varepsilon^*\|} \frac{(\bar{\varepsilon} - \kappa \varepsilon^*) : \dot{\varepsilon}}{\|\bar{\varepsilon} - \kappa \varepsilon^*\|},$$

$$H[\|\bar{\varepsilon} - \kappa \varepsilon^*\| - E_p] H[(\bar{\varepsilon} - \kappa \varepsilon^*) : \dot{\varepsilon}], \quad (5)$$

$$Y = \kappa + \frac{(\bar{\varepsilon} - \kappa \varepsilon^*) : \varepsilon^*}{\|\bar{\varepsilon} - \kappa \varepsilon^*\| \|\varepsilon^*\|} \left[\frac{d\kappa}{d\|\varepsilon^*\|} \frac{(\bar{\varepsilon} - \kappa \varepsilon^*) : \varepsilon^*}{\|\bar{\varepsilon} - \kappa \varepsilon^*\|} + \frac{dE_p}{d\|\varepsilon^*\|} \right] > 0, \quad (6)$$

$$M = \frac{\mu a \varepsilon_s}{n(1 + a\|\varepsilon^*\|)^{(n-1)/n}}, \quad E_p = \frac{\varepsilon_s [n + a(n-1)\|\varepsilon^*\|]}{n(1 + a\|\varepsilon^*\|)^{(n-1)/n}},$$

$$\kappa = 1 + \frac{M}{\mu}. \quad (7)$$

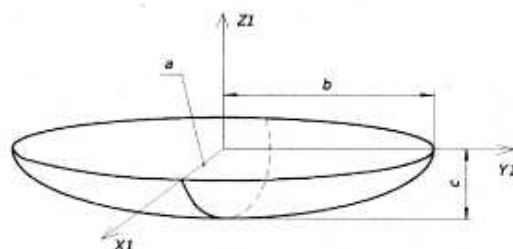


Рис. 1. Геометрия дефекта

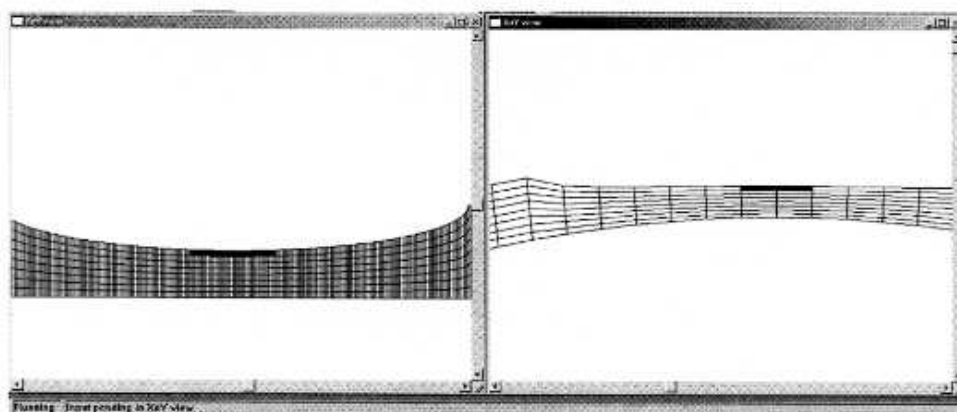


Рис. 2. Начало разрушения: шаг нагружения 1, давление 5.024 МПа

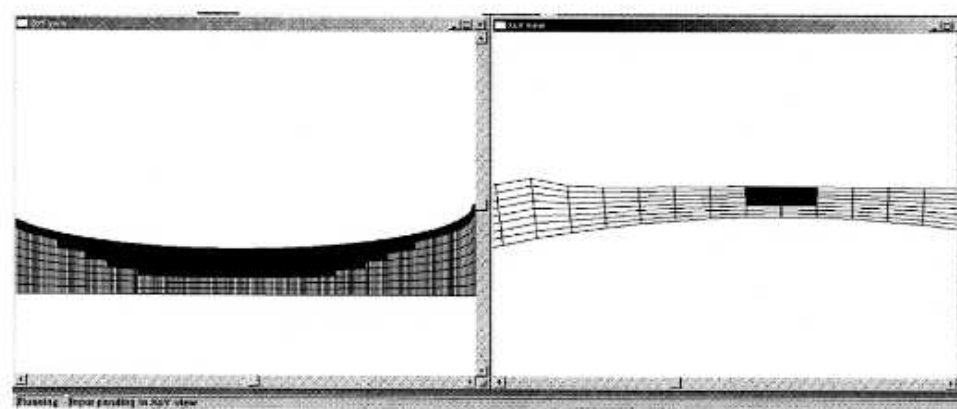


Рис. 3. Развитие разрушения: шаг нагружения 13, давление 5.568 МПа

Здесь $\bar{\epsilon}$ — девиатор ϵ , ϵ^* — тензор необратимой (пластической) деформации, μ , K — модуль сдвига и модуль объёмного сжатия, a , n — материальные параметры, σ_s — предел текучести, $\epsilon_s = \sigma_s / (2\mu)$ — деформационный предел текучести, $H(x)$ — функция Хевисайда. Для описания процесса разрушения материала применим энергетический критерий разрушения Новожилова-Кадашевца [4], который состоит из двух частей — закона накопления повреждений

$$dD/dt = \|\bar{T}_e^p\| \|\bar{\epsilon}^*\| \quad (8)$$

и условия разрушения

$$D/D_s = (\sigma_{np}^* / \sigma_{np} - 1)^m \quad (9)$$

Здесь $D \geq 0$ — функция накопления повреждений, имеющая в естественном состоянии материала нулевое значение, $\bar{T}_e^p = 2M\epsilon^*$ — девиатор упругих (добавочных) напряжений,

$$\sigma_{np} = \sigma_1 - \nu(\sigma_1 + \sigma_2) \quad (10)$$

— приведённое нормальное напряжение, $\sigma_1 \geq \sigma_2 \geq \sigma_3$ — главные напряжения, ν — коэффициент Пуассона. Условие (9) имеет смысл, если $\sigma_{np}^* \geq \sigma_{np} \geq 0$. Поэтому при $\sigma_1 - \nu(\sigma_1 + \sigma_2) < 0$ (например, при всестороннем сжатии, когда $\sigma_1 = \sigma_2 = \sigma_3 = -p$, где p — гидростатическое давление) в (9) следует полагать $\sigma_{np} = 0$. В последнем случае $D = \infty$ (невозможность разрушения). Благодаря этому энергетический критерий разрушения Новожилова-Кадашевца, позволяет описывать экспериментальные факты, которые не поддаются оценке в рамках существующих теорий прочности.

Макромеханические соотношения (4) – (7) получены в [7] на основании двухуровневой математической модели процессов упругопластического деформирования, учитывающей поликристаллическое строение материалов [5, 6]. В (7) модуль упрочнения M и деформационный предел пластичности E_p определён в [7]. Согласно [4, 7], в условии разрушения (9) применительно к (4) – (7) можно взять следующие значения материальных параметров:

$$\sigma_{np}^* = \frac{(1-2\nu)E}{44}, \quad m = \frac{1}{2}.$$

$$D_s = \psi(\varepsilon_s^*) \left[\frac{\sigma_s}{(1-2\nu)(E/44) - \sigma_s} \right]^{1/2}, \quad (11a)$$

где σ_s , ε_s , $\varepsilon_s^* = \varepsilon_s - \sigma_s/(2\mu)$ — напряжение, полная и необратимая деформация в момент разрушения образца при испытаниях на одноосное растяжение, E — модуль Юнга,

$$\psi = \frac{2\mu\varepsilon_s}{a(n+1)} \left[n + \frac{a^2 \|\varepsilon^*\|^2 - a(n-1)\|\varepsilon^*\| - n}{(1+a\|\varepsilon^*\|)^{n-1}} \right] \quad (12a)$$

— скрытая энергия деформации. Методом компьютерного моделирования показано [7], что соотношения (4) — (7), относящиеся к теории пластического течения, дают более точные результаты, чем аналогичные соотношения деформационной теории пластичности, которые применялись ранее одним из авторов для оценки роста поверхностной трещины в трубах нефтепроводов. Другое отличие состоит в том, что в процесс разрушения описывался на основе деформационного и силового критериев разрушения: соответственно, если интенсивность пластических деформаций достигает своего предельного значения, то происходит разрушение срезом, если же пластические деформации затруднены, то материал разрушается отрывом по достижении нормальным напряжением величины сопротивления разрушению отрывом. При формулировке (9) использовалось предположение [4], что хрупкую прочность определяет максимальное положительное упругое удлинение $\varepsilon_{max} = [\sigma_s - \nu(\sigma_s + \sigma_t)]/E$ — критерий разрушения Мариотта.

2. Результаты численного решения

Из-за сильной нелинейности задачи (1) — (12) её решение можно получить в настоящее время только численными методами. С этой целью был разработан численный алгоритм, основанный на методе конечных элементов (МКЭ). Первым этапом решения задач методом конечных элементов является построение сетки конечных элементов. Диагностика показывает, что большое число дефектов имеют форму, близкую к эллипсоиду вращения. Поэтому для определения напряженно-деформированного состояния труб и оценки давления, при котором трубопровод разрушается, можно взять геометрию дефекта представленную на рис. 1. Построение расчетной сетки осуществляется в два этапа. На первом шаге построения сетки конечных элементов строится расчетная сетка восьми-узловых элементов для трубы идеальной формы. В зоне дефекта полученная расчетная сетка деформируется. Для этого плоскость эллипсоида $X1Y1$ искривляется по внешнему диаметру трубы, причем ось $OY1$ располагается параллельно оси OZ трубы, а ось $OY1$ — по окружности трубы. После этого объем деформированного эллипсоида «вычитается» из объема трубы. Далее проводится корректировка расчетной сетки конечных элементов в поперечном и продольном сечениях трубы. Для определения напряженно-деформированного состояния трубопровода с дефектом были заданы следующие параметры: материал трубы — сталь 19Г, наружный диаметр трубы равен 0.8 м, толщина стенки трубы — 0.01 м, половина длины трубы — 0.5 м. Для построения расчетной сетки конечных элементов были взяты следующие значения: количество элементов по длине трубы — 100;

количество элементов по толщине трубы — 8; количество элементов по окружности — 80, длина дефекта вдоль трубы — 1.0 м, ширина дефекта — 0.42 м, глубина дефекта — 0.005 м.

На каждом шаге расчета для всех элементов по формуле (9) проверяется условие разрушения элемента. В том случае, если конечный элемент разрушен, корректируется его матрица жесткости. Для этого исходная матрица жесткости элемента заменяется матрицей «разрушенного» элемента, у которой все значения уменьшены в 1000. Такой подход дает возможность продолжать счет, не изменяя размеры матрицы жесткости задачи. Результаты расчетов представлены на рис. 2–3. На рисунках (снимках с экрана ПЭВМ) слева показано продольное сечение трубы в районе дефекта, а справа — поперечное сечение трубы. На рис. 2 видно начало разрушения трубы (давление в трубе с дефектом 5.024 МПа) — разрушенный элемент закрашен. На рис. 3 представлено развитие процесса разрушения (давление в трубе 5.568 МПа).

Анализ расчетов показывает, что локальное разрушение трубы в зоне минимальной толщины поперечного сечения сопровождается развитием разрушения вдоль оси трубы. Полученные результаты согласуются с экспериментальными данными.

Численным моделированием можно определять критическое внутреннее давление в трубе, при котором начинается разрушение. Получаемые таким образом результаты могут быть полезны при назначении практических рекомендаций по рабочим режимам перекачки продукта в трубопроводе.

Библиографический список

1. Аликин, В.Н. Критерии прочности и расчёт механической надёжности конструкций / В.Н. Аликин, П.В. Анохин, Г.А. Колмогоров, И.Е. Литвин. — Пермь: ПГТУ, 1999. — 158 с.
2. Тушинский, А.И. Структурная теория конструктивной прочности материалов / А.И. Тушинский. — Новосибирск: Изд-во НГТУ, 2004. — 400 с.
3. Селезнёв, В.Е. Основы численного моделирования магистральных трубопроводов / В.Е. Селезнёв, В.В. Алёшин, С.Н. Прялов. — М.: КомКнига, 2005. — 496 с.
4. Новожилов, В.В. Микронапряжения в конструкционных материалах / В.В. Новожилов, Ю.И. Кадашевич. — Л.: Машиностроение, 1990. — 223 с.
5. Корнеев, С.А., Крупников, И.В. Построение макромеханических определяющих соотношений упругопластического тела на основе термодинамического анализа трёхмерной мезомеханической модели // Международный научный симпозиум по проблемам механики деформируемых тел, посвящённый 95-летию со дня рождения А.А. Ильюшина; Москва, 19–20 января 2006 года: тез. докл. — М.: МГУ, 2006. — С. 24–25.
6. Корнеев, С.А. Двухуровневая математическая модель процессов деформирования упругопластических материалов / С.А. Корнеев, И.В. Крупников // Омский научный вестник. — 2006. — № 3 (36). — С. 65–71.
7. Корнеев, С.А. Расчётно-экспериментальный метод определения материальных параметров упругопластических материалов на траекториях активного деформирования малой кривизны / С.А. Корнеев, И.В. Крупников, С.Н. Поляков, В.В. Шалай // Омский научный вестник. — 2006. — Вып. 4 (38). — С. 86–90.

КОРНЕЕВ Сергей Александрович, доктор технических наук, заведующий кафедрой сопротивления материалов Омского государственного технического университета (ОмГТУ).

КРУПНИКОВ Иван Владимирович, кандидат технических наук, главный инженер ОАО «Сибнефтехспроект», г. Омск.

ПОЛЯКОВ Сергей Николаевич, кандидат технических наук, доцент кафедры «Транспорт и хранение нефти и газа, стандартизация и сертификация» ОмГТУ.

ШАЛАЙ Виктор Владимирович, доктор технических наук, заведующий кафедрой «Транспорт и хранение

нефти и газа, стандартизация и сертификация», ректор ОмГТУ.

Адрес для переписки: 644050, г. Омск, пр. Мира, 11.

Статья поступила в редакцию 30.06.2009 г.

© С. А. Корнеев, И. В. Крупников,
С. Н. Поляков, В. В. Шалай

УДК 62-82 : 622.6

**М. И. ЧИГРИН
В. Е. ЩЕРБА**

Омский государственный
технический университет

ОАО «Сибнефтехспроект», г. Омск

ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССА ОСАЖДЕНИЯ ПЕСЧАНОЙ ПУЛЬПЫ В НАПОРНОМ ТРУБОПРОВОДЕ

В статье рассматривается движение песчаной пульпы по напорному трубопроводу. Исследуется процесс осаждения песка в нижнюю часть трубопровода при различных режимах течения жидкости и в зависимости от состава песчаной смеси. Показано, что по сравнению с расчетом в реальных условиях из-за соударения частиц песка и их формы фактическая скорость оседания ниже, чем расчетная. Увеличение турбулентности потока также уменьшает скорость опускания частиц песка.

Ключевые слова: гидронамыв песка, осаждение песка, скорость опускания.

Ведущее место в добыче полезных ископаемых принадлежит открытым способам разработки, как наиболее экономичным и безопасным.

Одним из направлений повышения эффективности открытых разработок месторождений является применение технологий с использованием средств гидромеханизации. Гидромеханизированным способом разрабатываются вскрышные породы на угольных карьерах, на карьерах химического сырья и строительных горных пород, добываются эти породы, торф, золотоносные и алмазные пески, осуществляется сооружение котлованов, канав и углубление рек и водоемов, возводятся дамбы и плотины, строительные площадки и дорожные насыпи.

Гидромеханизация способствует снижению стоимости строительства объектов, сокращению трудовых затрат и внедрению природоохранных и ресурсосберегающих технологий.

Автор [1] перечисляет существенные преимущества гидротранспорта:

- сокращение ввода карьера в эксплуатацию;
- транспортирование массы из карьера практически под любым углом (сокращение транспортных коммуникаций по сравнению с железнодорожным в 16 раз, автомобильным — в 6 раз, конвейерным — в 3 раза;
- возможность монтажа трубопровода на неровной поверхности;
- сравнительно малый объем капитальных затрат;
- создание условий для поточной технологии, автоматизации и дистанционного управления;

— создание благоприятных условий труда и снижение производственного травматизма;

— устранение пылеобразования, относительно благоприятные санитарно-гигиенические условия работы на объекте.

В настоящее время при добыче и транспортировке песка от источника (донные слои водоемов) на карту намыва (карьер, насыпь и т.д.) песок смешивается с водой и насосом по трубопроводу подается к месту назначения. При этом на привод насоса затрачивается энергия как на перемещение собственно песка, так и на перемещение несущей его воды, причем количественное соотношение воды и песка, а также скорость перемещения их смеси (пульпы) выбирается таким образом, чтобы песок не слишком сильно осаждался на нижней части трубопровода (пульпопровода) и не образовывал в его поперечном сечении сплошные пробки [2].

Использование такой технологии имеет негативные последствия как экономического, так и экологического характера, особенно в условиях севера Западной Сибири, в водоемах которых донные пески содержат большое количество илстых фракций и пылеватых частиц. Это обстоятельство приводит к тому, что, во-первых, на карту намыва подается песчаная смесь низкого качества, что приводит к снижению параметров используемого в строительстве песка (основание дорожной насыпи, кустовые площадки и др.), во-вторых, растекающаяся смесь образует протяженные «пляжные откосы», значительная часть которых недоступна для последующего использо-

вания песка, и, в-третьих, стекающая с карты намыва вода заболачивает окружающую местность.

Традиционный способ борьбы с этими негативными явлениями заключается в применении сгустителей пульпы, которые устанавливаются на подающем конце пульпопровода. В сгустителях производится отделение излишков воды от песка, после чего песок подается на карту намыва, а вода направляется в исходный или неподалеку расположенный водоем.

Этот способ имеет определенные недостатки, затрудняющие его реальное использование и заключающиеся в следующем. Во-первых, эффективные сгустители достаточно громоздки, и для отсыпки осушенного песка их нужно постоянно перемещать. Во-вторых, для транспортировки освободившейся воды необходима прокладка дополнительного трубопровода, длина которого может составлять несколько километров, а для прокачки по нему воды необходимы дополнительные затраты энергии.

В конце 90-х годов прошлого столетия группой ученых и производственников был предложен способ гидронамыва песка, при котором роль сгустителя играет собственно участок самого пульпопровода, на начальном участке которого из его верхней части отводится осветленная пульпа [3].

Приведенные в [2, 3] методы расчета движения пульпы по трубопроводу позволяют дать прогноз расстояния от насоса, на котором происходит расслоение пульпы и с которого можно начинать отводить находящуюся в верхней части пульпопровода обедненную пульпу в исходный водоем, что необходимо для реализации способа [3].

Однако в этих расчетах не учитываются разнообразие формы частиц песка, а также высокая вероятность их соударения, особенно если течение потока имеет турбулентный характер. Очевидно, что попытки учесть эти факторы в расчетах сопряжены с большими трудностями и достаточно корректно реализовать их не представляется возможным.

В связи с этим встает необходимость проведения экспериментальных работ, результаты которых могли бы уточнить величину расчетной дистанции отвода осветленной пульпы.

С целью проведения таких работ была создана установка, имитирующая движение пульпы по трубопроводу с заданным гранулометрическим составом и режимом течения пульпы (рис. 1).

Установка представляет собой сообщающиеся сосуды 1 и 10, в которых с помощью вентилей 3 и 12 устанавливается и поддерживается во время проведения опытов перепад давления H . С помощью жидкостного расходомера турбинного типа 11 производится измерение расхода при установившемся течении жидкости. Термометры 13 служат для определения средней температуры жидкости с целью определения кинематического коэффициента вязкости воды ν (м²/с) по известной эмпирической формуле Пуазейля:

$$\nu = \frac{0,179 \cdot 10^{-2}}{1000 + 34 \cdot T + 0,22 \cdot T^2},$$

где T — температура воды, °С.

Определив скорость v течения воды по формуле $v = 4 \cdot Q / \pi \cdot d^2$, где Q — расход (м³/с), а d — диаметр трубки 7 (0,03 м), можно рассчитать число Рейнольдса по формуле

$$Re = \frac{v \cdot d}{\nu}.$$

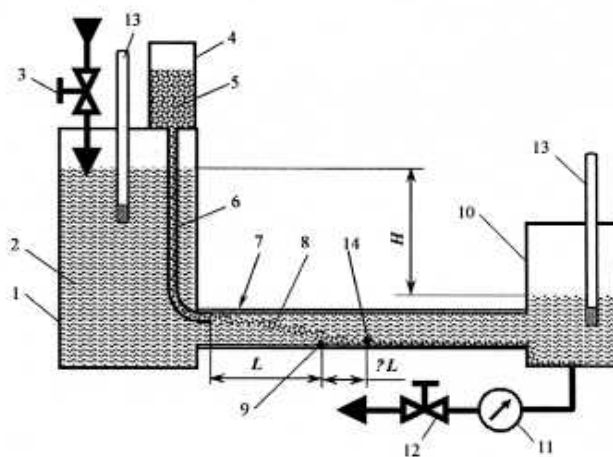


Рис. 1. Схема установки для определения траектории движения частиц песка в потоке жидкости:

- 1 — напорная емкость, 2 — вода, 3 — напорный вентиль, 4 — емкость с пульпой, 5 — песчаная пульпа, 6 — пульпопровод, 7 — стеклянная трубка, 8 — частицы песка, 9 — точка уверенного образования слоя песка на дне трубки, 10 — приемная емкость, 11 — жидкостный расходомер, 12 — сливной вентиль, 13 — термометр, 14 — точка уверенного окончания осаждения песка

Подача песка в поток жидкости, текущей по трубке 7, производится в виде заранее приготовленной густой пульпы по пульпопроводу 6 (трубка с внутренним диаметром 4 мм) из емкости 4 при постоянном ее помешивании. Пульпа попадает в верхнюю часть трубки 7, смешивается с текущей в ней водой и движется вдоль трубки 7, оседая в ее нижней части. При этом на некотором (в зависимости от скорости течения воды по трубке 7 и от состава пульпы) расстоянии L происходит образование устойчивого слоя песка, которое фиксируется наблюдателем.

Расстояние L измеряется стальной рулеткой РЗ-2 ГОСТ 7502-69 с ценой деления 1 мм. При величине L более 200 мм и экспертно оцененной ошибке в определении точки 9 в 2–3 мм погрешность измерения расстояния L составляет не более 1,5 %, что следует признать весьма удовлетворительным.

С помощью вентилей 3 и 12 устанавливается различный перепад высот H и, соответственно, разный режим течения жидкости. Измерение расхода воды с помощью бытового расходомера 11 типа МТК-40 (погрешность 2,5%) производится до введения песчаной пульпы в поток, т.к. песок в составе воды может существенно исказить показания расходомера.

После проведения каждого опыта производится тщательная промывка системы до полного удаления из нее песка.

Для формирования пульпы использовались металлические сита с ячейкой 2,5; 2,0; 1,5; 1,0 и 0,5 мм. В качестве рабочего вещества использовался обычный речной песок, который перед разделением на фракции тщательно промывался проточной водой через сито с ячейкой 0,2 мм до полного удаления различных примесей, очень мелких и илистых частиц.

Для проведения этой серии опытов на установке, изображенной на рис. 1, были приготовлены несколько порций обычного речного песка путем просеивания его через сита:

- порция «А» — 0,2–0,5 мм.
- порция «Б» — 0,5–1,0 мм.
- порция «В» — 1,0–1,5 мм.

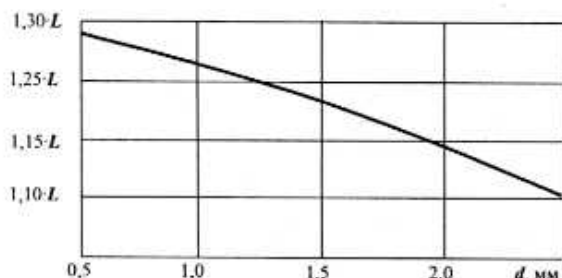


Рис. 2. Зависимость расстояния опускания частиц песка от его гранулометрического состава при $Re=4200$, L – расчетная величина

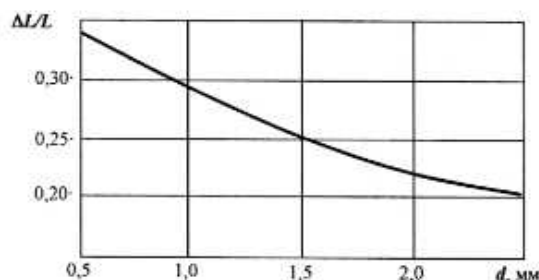


Рис. 3. Зависимость рассеивания ΔL опускания частиц песка от его гранулометрического состава при $Re = 4200$, L – фактическая величина

- порция «Г» — 1,5–2,0 мм.
- порция «Д» — 2,0–2,5 мм.

Объем каждой порции в сухом виде составлял около 1 л. Каждая порция песка была разделена на три части для проведения экспериментов при разных Re .

Процедура проведения экспериментов для каждой порции состояла в следующем:

1. Путем регулирования проходных сечений вентиля 3 и 12 устанавливался расход воды, соответствующий некоторому определенному значению Re .
2. В постороннем сосуде готовилась густая водная пульпа из порции песка и воды, после чего она при помешивании выливалась в емкость 4.
3. При дальнейшем помешивании пульпы в емкости 4 производилось наблюдение за осаждением песка в стеклянной трубке 7 и измерение расстояний L и ΔL .

4. Результаты наблюдений сравнивались с результатами расчетов.

Анализ полученных результатов позволяет сделать следующие выводы:

1. В целом результаты экспериментов и качественно и количественно соответствуют расчетам по [2, 3], расстояния L , на котором опускаются частицы песка, превышает расчетное на 10–30 % (рис. 2), причем чем мельче частицы, тем отклонение выше. Это подтверждает результаты экспериментов по изменению скорости опускания частиц в зависимости от их формы, т.к., во-первых, форма частиц реаль-

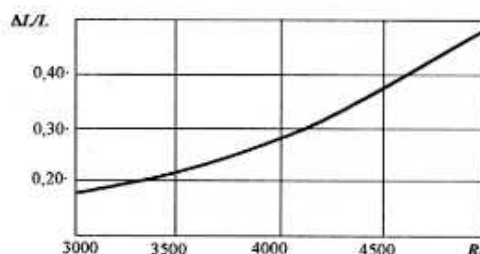


Рис. 4. Зависимость рассеивания ΔL опускания частиц песка от Re для частиц с $d=2$ мм, L – фактическая величина

ного песка далека от идеального шара, и, во-вторых, чем мельче песок, тем в среднем в большей степени форма его частиц отличается от шара.

2. Величина рассеивания песка при его опускании ΔL существенно зависит как от размеров частиц, так и от числа Рейнольдса Re (рис. 3, 4).

Это еще раз говорит в пользу того, что при опускании частиц большое значение имеет явление их соударения. Особенно это явствует из результатов, показанных на рис. 4, — при увеличении Re растут скорости вихреобразования и, следовательно, частота и интенсивность соударения частиц.

Необходимо также отметить, что с уменьшением размера частиц величина $\Delta L/L$ растет и достигает 0,65 при $Re = 5000$ и $d = 0,5$ мм.

3. Полученные результаты в целом могут быть использованы при уточнении дистанции, на которой необходимо делать отвод для возврата обедненной пульпы в исходный водоем.

Библиографический список

1. Ялтаец, И.М. Технология и комплексная механизация открытых горных пород. Часть 3. Гидромеханизированные и подводные горные работы. Кн. 1: Разработка пород гидромониторами и землесосными снарядами / И.М. Ялтаец. — М.: Изд-во «Мир горной книги», 2006. — 546 с.
2. Юфин, А.П. Гидромеханизация / А.П. Юфин. — М.: Стройиздат, 1974. — 544 с.
3. Пат. № 2111313 Российская федерация. Способ повышения концентрации пульпы при гидронамыве / Ткаченко Н.М., Артюшин В.А., Савва А.Г., Чернышков А.П., Щерба В.Е., Болштянский А.П., Казанцев В.В., Жанко Ю.Н. — 5068139; заявл. 26.06.92; опубл. 20.05.98, Бюл. № 14.

ЧИГРИН Максим Иванович, ведущий инженер ОАО «Сибнефтьтранспроект».

ЩЕРБА Виктор Евгеньевич, доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой «Гидромеханика и транспортные машины» Омского государственного технического университета.

Адрес для переписки: 644050, г. Омск, пр. Мира, 11.

Статья поступила в редакцию 28.12.2009 г.

© М. И. Чигрин, В. Е. Щерба

ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ НОВОГО СПОСОБА ГИДРОНАМЫВА ПЕСКА

В статье рассмотрены конструкции сгустителей, использующихся при гидронамыве песка. Установлено, что наиболее универсальным и безопасным является гравитационный сгуститель. Приведены результаты натурных экспериментов, показавших его положительные перспективы. Предложено конструктивное усовершенствование гравитационного сгустителя, основанное на использовании центробежных сил, действующих на частицы песка. Приведены положительные результаты натурных испытаний.

Ключевые слова: гидронамыв песка, сгуститель, гидротранспорт.

Эффективность работы напорного гидротранспорта в общем случае складывается из многих составляющих, среди которых оптимальная дислокация земснаряда, предусматривающая минимальное расстояние от места добычи до карты намыва (чем меньше расстояние, тем меньше затраты), минимальные потери напора, связанные с геометрическими размерами пульпопровода и наличием отрицательного уклона и т.д. Большинство подобных вопросов разрешается на уровне технологической подготовки работ и результатов геологической разведки.

Однако в любом случае при производстве гидронамыва имеется два вида затрат, которые во многом определяют эффективность этого способа добычи строительного материала. Это работа проталкивания пульпы через гидропровод и затраты на восстановление ландшафта, связанные с ликвидацией «пляжных» откосов, образующихся при стекании пульпы с карты намыва. Кроме того, при производстве этих работ происходит заболачивание окружающей местности, что негативно сказывается на экологической обстановке.

Автор [1] указывает, что одним из способов снижения количества воды, находящейся в пульпе, и, соответственно, работы на ее проталкивание, является ее оптимально сгущение как перед прокачкой через пульпопровод к карте намыва, так и непосредственно на конце пульпопровода перед подачей на карту намыва. Для этого используются так называемые сгустители пульпы, устанавливающиеся на напорном трубопроводе. Этот способ работы пульпопроводов начали использовать еще в 30-х годах прошлого столетия.

В первом случае отведенные излишки воды могут под напором подаваться снова к гидромонитору, во втором — отводиться в находящийся поблизости водоем или прокачиваться назад в исходный водоем.

При установке сгустителя на конце пульпопровода достигается только эффект снижения экологических потерь и затрат, связанных с ликвидацией «пляжных» откосов.

При установке сгустителя на начальном участке пульпопровода достигается комплексный эффект — снижение затрат на прокачку пульпы и уменьшение

заболачивания местности вблизи карты намыва, достижение минимальных размеров «пляжных» откосов.

Кроме того, как было показано выше, при отсыпке автомобильных дорог и железнодорожных насыпей конец напорного пульпопровода постоянно перемещается, и если на него установить сгуститель, то работы по перемещению пульпопровода будут чрезвычайно затруднены, в связи с чем в настоящее время этот способ повышения эффективности работы пульпопровода практически не применяется.

По принципу действия существующие конструкции сгустителей можно подразделить на три группы:

1. Сгустители, в которых поток делится на две части по горизонтальной плоскости с отводом осветленной пульпы из верхней части пульпопровода. При этом сгущенная пульпа из нижней части пульпопровода продолжает движение к карте намыва.
2. Сгустители отстойного типа.
3. Центробежные сгустители.

На рис. 1. показано сечение сгустителя первого типа (диафрагмовый сгуститель).

Принцип работы такого сгустителя следующий. Исходная пульпа по расширяющемуся патрубку попадает в полость сгустителя, скорость ее течения уменьшается, и пульпа частично осаждается на дне полости. Находящаяся в верхней части пульпы содержит в основном мелкие некондиционные частицы песка и илистые частицы, которые почти не осаждаются на диафрагме и в основном уносятся по верхнему патрубку с осветленным потоком пульпы. Осаждающиеся на диафрагме крупные частицы постепенно скатываются в основной поток пульпы.

Автор [1, 2] отмечает, что размеры такого сгустителя весьма критичны по отношению к размерам основного трубопровода и скорости течения пульпы. Так, при слишком большом объеме происходит постепенное заиливание сгустителя, при недостаточном объеме пульпа не успевает расслоиться, особенно если режим ее движения таков, что кондиционные относительно крупные частицы насыщают всю толщу потока.

На рис. 2. показана схема сгустителя второго типа — отстойного горизонтального сгустителя.

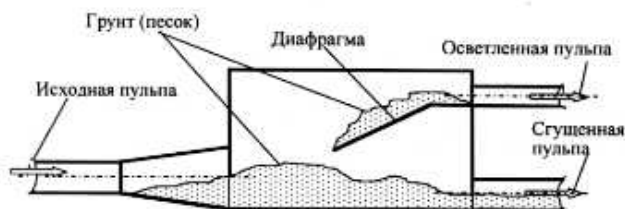


Рис. 1. Схема работы диафрагмового сгустителя

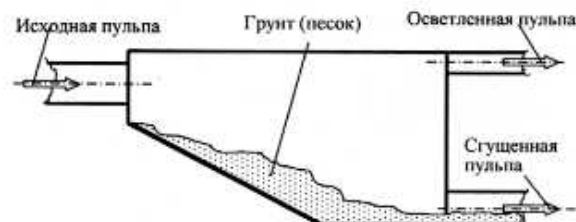


Рис. 2. Схема работы отстойного сгустителя

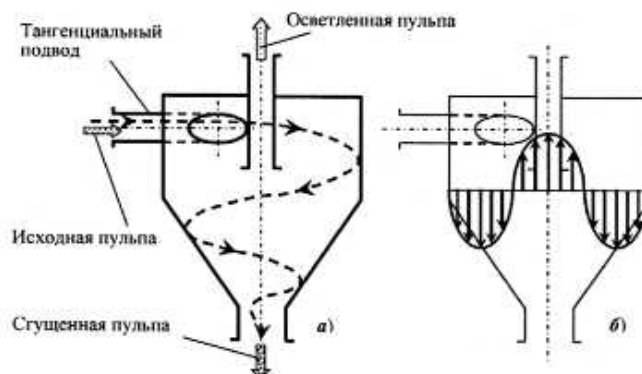


Рис. 3. Схема работы центробежного сгустителя (циклона): а – схема движения пульпы; б – распределение скоростей в циклоне

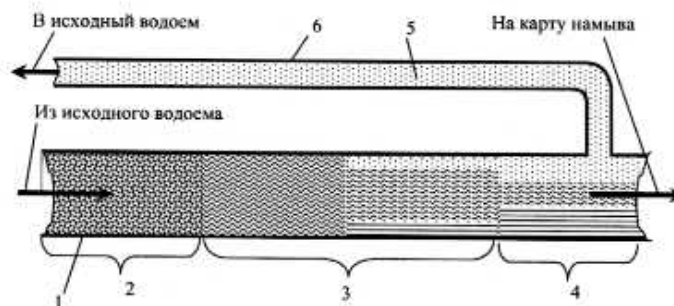


Рис. 4. Схема гравитационного сгустителя по [4]:

1 – пульпопровод, 2 – зона течения до заметного расслоения пульпы, 3 – переходная зона, 4 – зона полного расслоения, 5 – смесь ила и пылеватых частиц с водой, 6 – трубопровод возврата в исходный водоем

По существу, в таком сгустителе используются гравитационные силы, под действием которых более плотные частицы грунта опускаются в нижнюю часть корпуса быстрее, чем поток достигнет торца корпуса, в котором расположены выходные патрубки.

Как и предыдущая конструкция (рис. 1), этот сгуститель также критичен по отношению к режиму течения пульпы. Гидросмесь необходимо подводить к сгустителю при режиме течения, близком к критическому, при котором большая масса частиц движется в придонной области потока. Нижняя стенка сгустителя должна иметь положительный уклон к горизонту, больший, чем угол трения грунта. При таком угле наклона грунт будет сползать к устью отводящей трубы. В противном случае сгуститель будет заливаться. В такой конструкции могут образовываться вихри, для предотвращения которых необходимо принимать конструктивные меры в виде различных пластин, установленных в потоке.

На рис. 3 показана схема сгустителя третьего типа, центробежного сгустителя.

В таком устройстве исходная пульпа попадает в гидроциклон по линии, касательной к его цилиндрической части по тангенциальному подводу и движется

по спирали сверху вниз. При этом наиболее тяжелые кондиционные частицы отбрасываются на периферию, а обедненная смесь оказывается в центре. В соответствии с распределением скоростей (рис. 3б) из центральной части жидкость движется в сторону меньшего давления к верхнему выходу. Таким образом, в нижнюю часть циклона и далее на карту намыва подается сгушенная пульпа.

Как отмечают авторы [1, 3], сгуститель такого типа может успешно работать только при определенных стабильных параметрах исходной пульпы. Изменение напора и колебания состава пульпы может существенно сказаться на его работоспособности. Причем для каждого режима работы такое устройство должно настраиваться за счет изменения сопротивления подводящего и отводящих трубопроводов.

Тщательный информационный поиск позволил установить, что существует достаточно простой способ сгущения пульпы, практически не требующий для своего осуществления использования сложных конструкций [4].

Суть предложенного способа состоит в следующем (рис. 4).

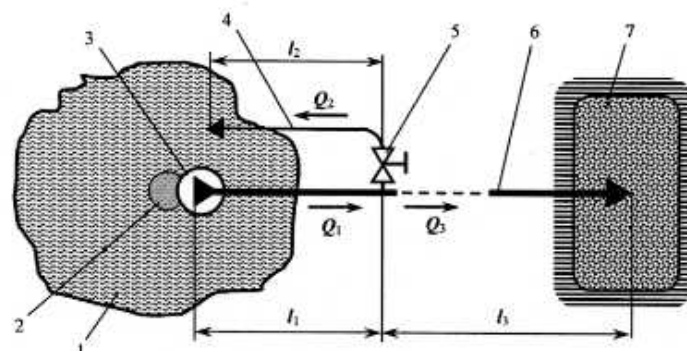


Рис. 5. Схема установки гравитационного сгустителя:

1 - исходный водоем, 2 - гидромонитор, 3 - насос, 4 - линия возврата осветленной пульпы, 5 - кран-задвижка, 6 - основной напорный трубопровод, 7 - карта намыва песка

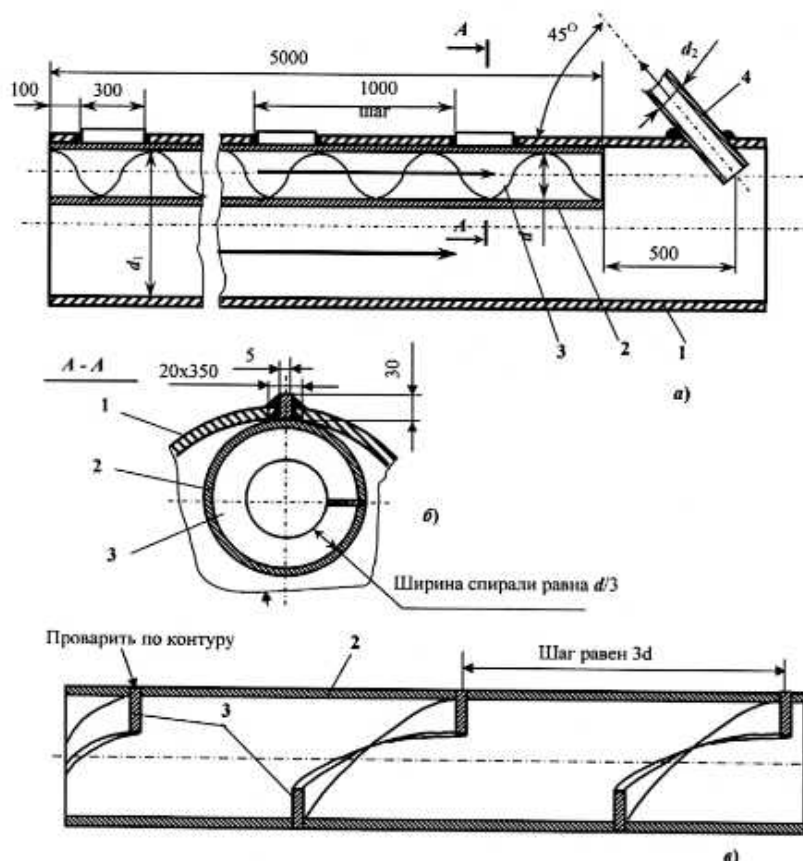


Рис. 6. Эскиз сгустителя с центробежным отделителем в виде спирали в сборе (а), поперечное сечение сгустителя (б), шнек сгустителя (в):

1 - основная труба пульпопровода, 2 - труба сгустителя, 3 - шнек, 4 - отвод

В соответствии с описанием [4] на начальном участке 2 наблюдается вихреобразное течение смеси песка, илистых фракций и пылеватых частиц по сечению трубопровода (течение по типу турбулентного). По мере продвижения смеси течение потока становится по качеству ближе к ламинарному (зона 3), и происходит его расслоение (зона 4), при котором более крупные и тяжелые частицы смещаются в сторону нижней части сечения. В дальнейшем сгущенная пульпа продолжает движение к карте намыва, а осветленная пульпа возвращается в исходный водоем. Авторы патента предполагают, что для обычных режимов гидронамыва расстояние от земснаряда до сгустителя колеблется в пределах 100 – 150 м, однако никаких математизированных доводов в пользу такого утверждения в патенте не приводится.

Анализируя рассмотренные конструкции сгустителей, можно сделать следующие выводы.

1. Все типы сгустителей (кроме последнего [4]) могут успешно работать в достаточно узком диапазоне сочетаний режимных и конструктивных факторов, требуют регулировки и периодического осмотра на предмет возможного заиливания, которое способно привести не только к потере работоспособности сгустителя, но и к разрыву трубопровода.

2. С точки зрения простоты изготовления и обслуживания, а также безопасности эксплуатации несомненным преимуществом обладает сгуститель по патенту [4].

На рис. 5 изображена схема установки гравитационного сгустителя.

С целью экспериментальной проверки эффективности его работы были проведены натурные эксперименты на протоке «Березовая» при строительстве мостового перехода через р. Иртыш в Ханты-Мансийском районе.

Таблица 1
Гранулометрический состав пульпы
(диаметр частиц d в мм,
% – процент содержания данного размера частиц в сухой навеске)

$l_1 = 150 \text{ м}$					
d	2,0 – 1,0	1,0 – 0,5	0,5 – 0,25	0,25 – 0,1	0,1 – 0,05
Карта намыва					
%	0,1	1,0	20,0	68,4	10,5
Сброс (отведенная пульпа на дистанции l_1)					
%	0,0	0,2	7,8	85,5	6,5
$l_1 = 200 \text{ м}$					
d	2,0 – 1,0	1,0 – 0,5	0,5 – 0,25	0,25 – 0,1	0,1 – 0,05
Карта намыва					
%	0,2	1,2	22,5	66,4	9,7
Сброс (отведенная пульпа на дистанции l_1)					
%	0,0	0,1	4,9	81,6	13,4
$l_1 = 250 \text{ м}$					
d	2,0 – 1,0	1,0 – 0,5	0,5 – 0,25	0,25 – 0,1	0,1 – 0,05
Карта намыва					
%	0,2	1,5	26,3	67,5	4,5
Сброс (отведенная пульпа на дистанции l_1)					
%	0,0	0,0	3,2	78,3	18,5
$l_1 = 300 \text{ м}$					
d	2,0 – 1,0	1,0 – 0,5	0,5 – 0,25	0,25 – 0,1	0,1 – 0,05
Карта намыва					
%	0,2	1,5	28,5	66,0	3,8
Сброс (отведенная пульпа на дистанции l_1)					
%	0,0	0,0	3,0	78,3	19,1

Для наиболее объективного сравнения результатов было проведено четыре эксперимента с разной длиной l_1 : 150, 200, 250 и 300 м. После проведения каждого эксперимента гидролиния в течение 30 мин промывалась чистой водой при выключенном гидромониторе.

В табл. 1 приведены результаты экспериментов, данные получены лабораторией треста Юганскнефтепесчстрой (ЮНСС).

Анализ этих результатов позволяет сделать вывод о том, что при увеличении расстояния l_1 отвода осветленной пульпы от основного потока происходит улучшение гранулометрического состава основного потока, и можно рекомендовать это расстояние равным 250–300 м, что практически в два раза превышает сведения, приведенные в [4].

В то же время, как видно из табл. 1, существует некоторый определенный резерв в улучшении работы сгустителя. С целью реализации этого резерва было предложено ввести в конструкцию сгустителя дополнительно спиральный циклон, который в отличие от общепринятых положений [1–3] должен располагаться горизонтально (рис. 6).

Сгуститель работает следующим образом. После основного разделения фракций песка в гидролинии (как установлено – соответствует расчетам и составляет для испытываемого трубопровода около 200 м) верхняя часть пульпы, содержащая, в том числе и частицы сечением порядка 0,5 мм, входит в сгуститель и закручивается в нем.

При этом наиболее тяжелые частицы двигаются к периферии и к концу прохождения сгустителя оказываются практически на стенках трубы 2 или близко к ним. При выходе из сгустителя эти тяжелые частицы в верхней части, продолжая вращаться вокруг оси сгустителя, стремятся прижаться к основной трубе 1, а в средней и нижней части под действием центробежных сил продолжают удаляться от оси вращения. Таким образом, по оси сгустителя на его выходе оказывается поток пульпы с мельчайшими «некондиционными» частицами. Именно этот поток и попадает в отвод 4.

Сгуститель был изготовлен и установлен (варен в пульпопровод) на дистанции $l_1 = 200$ м от насоса. Результаты его работы в сравнении с обычным методом отделения пульпы показан в табл. 2.

Как видно из результатов, применение сгустителя позволило достаточно резко снизить количество «некондиционного» песка на карте намыва за счет его кратного увеличения в составе отведенной пульпы, что весьма существенно. По своим показателям сгуститель превзошел также вариант установки отвода (при обычном способе) на дистанции 300 м.

Непрерывная работа сгустителя продолжалась четверо суток, после чего он был изъят из гидролинии, и была проведена его дефектация на предмет износа шнека. Оказалось, что шнек заметно изношен. Измерения его толщины показали, что в том варианте, в котором он был изготовлен (толщина полосы шнека равна 5 мм), он не может проработать весь сезон

Таблица 2
Сравнительный гранулометрический состав пульпы
(диаметр частиц d в мм,
% – процент содержания данного размера частиц в сухой навеске)

$I_1 = 200$ м, обычный метод					
d	2,0 – 1,0	1,0 – 0,5	0,5 – 0,25	0,25 – 0,1	0,1 – 0,05
Карта намыва					
%	0,2	1,2	22,5	66,4	9,7
Сброс (отведенная пульпа на дистанции I_1)					
%	0,0	0,1	4,9	81,6	13,4
$I_1 = 200$ м со спиральным сгустителем					
d	2,0 – 1,0	1,0 – 0,5	0,5 – 0,25	0,25 – 0,1	0,1 – 0,05
Карта намыва					
%	0,2	1,5	25,6	70,6	2,1
Сброс (отведенная пульпа на дистанции I_1)					
%	0,0	0,0	3,0	65,5	31,5

(4 – 5 месяцев). Следовательно, нужно использовать полосу толщиной не менее 10 мм или изготавливать ее из высококачественных сталей.

Таким образом, в целом следует констатировать, что использование центробежного сгустителя является целесообразным и перспективным при гидронамыве песка.

Библиографический список

1. Юфин, А.П. Гидромеханизация / А.П. Юфин. – М.: Стройиздат, 1974. – 544 с.
2. Юфин, А.П. Гидромеханизация / А.П. Юфин. – М.: Изд-во литературы по строительству, 1965. – 496 с.
3. Поваров, А.И. Гидроциклоны / А.И. Поваров. – М.: Горьтехиздат, 1960. – 184 с.

4. Пат. № 2111313 Российская Федерация. Способ повышения концентрации пульпы при гидронамыве / Ткаченко Н.М., Артюшин В.А., Савва А.Г., Чернышков А.П., Щерба В.Е., Болштинский А.П., Казанцев В.В., Жанко Ю.Н. – 5068139; заявл. 26.06.92; опубл. 20.05.98, Бюл. № 14.

ЧИГРИН Максим Иванович, ведущий инженер ОАО «Сибнефтетранспроект».

ЩЕРБА Виктор Евгеньевич, доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой «Гидромеханика и транспортные машины» Омского государственного технического университета.

Адрес для переписки: 644050, г. Омск, пр. Мира, 11.

Статья поступила в редакцию 28.12.2009 г.

© М. И. Чигрин, В. Е. Щерба

УДК 62-82 : 622.6

М. И. ЧИГРИН

ОАО «Сибнефтетранспроект», г. Омск

К ВОПРОСУ О ХАРАКТЕРЕ ДВИЖЕНИЯ ДЕФОРМИРОВАННЫХ ЧАСТИЦ В ПОТОКЕ ПУЛЬПЫ ПРИ НАМЫВЕ ПЕСКА

В статье исследуется влияние формы частиц песка на траекторию их движения и скорость опускания. Показано, что траектория движения и скорость опускания частиц существенно зависят от их формы. Это дает возможность корректировать результаты расчетов движения пульпы по гидропроводу.

Ключевые слова: гидромеханика, обтекание тел, пульпопровод, гидронамыв песка.

Одним из наиболее перспективных способов гидронамыва песка является использование гравитационных сгустителей, устанавливаемых на начальном участке пульпопровода [1]. Суть способа заключается в том, что по мере продвижения пульпы от подающего насоса ее движение стабилизируется, происходит частичное расслоение, и наиболее мелкие и пыле-

ватые частицы, не представляющие интереса в качестве строительного материала, отводятся вместе с водой из верхней части пульпопровода в исходный водоем (рис. 1, 2).

Расчет такой гидролинии, в принципе, может быть выполнен по рекомендациям [2 – 4], однако в этих источниках не уделено должного внимания учету

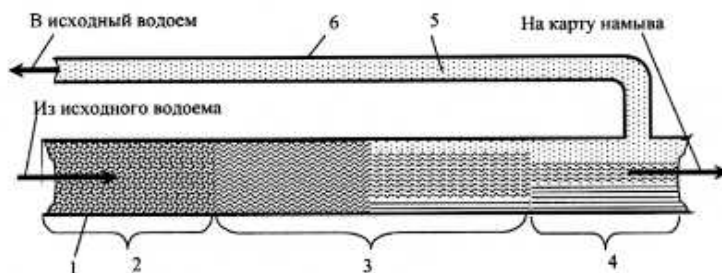


Рис. 1. Схема работы гравитационного стустителя по [1]:

1 – пульпопровод, 2 – зона течения до заметного расслоения пульпы, 3 – переходная зона, 4 – зона полного расслоения, 5 – смесь ила и пылеватых частиц с водой, 6 – трубопровод возврата в исходный водоем

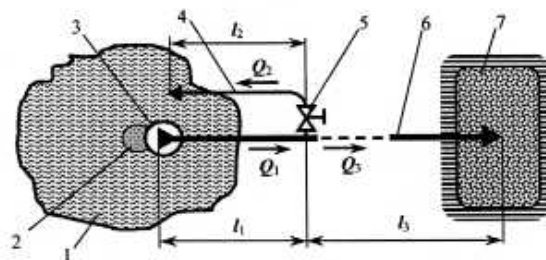


Рис. 2. Схема гидролинии намыва песка:

1 – исходный водоем, 2 – гидромонитор, 3 – насос, 4 – линия возврата осветленной пульпы, 5 – кран-затвор, 6 – основной напорный трубопровод, 7 – карта намыва песка

некруглости частиц песка, поскольку во всех расчетах предполагается, что пульпа, имея определенный гранулометрический состав, состоит из частиц правильной формы.

В то же время автор [3] указывает на данное обстоятельство, приводя уравнение для гидравлической крупности (скорости свободного опускания частицы в жидкости) W_k в виде

$$W_k = K_p \sqrt{d(\delta - 1)},$$

где δ – относительный удельный вес частицы, d – ее поперечное сечение, K_p – коэффициент, учитывающий форму частицы, принимающий значения (для падения частицы в воде) 2,73 – для шарообразных тел, 2,97 – для продолговатых и 1,97 – для плоских. Данный коэффициент получен экспериментальным путем. Из этого следует, что продолговатые частицы опускаются в воде быстрее шарообразных примерно на 10 %, а плоские частицы опускаются медленнее шарообразных на 28 %.

Если учесть, что задача гидролинии сводится к отделению только относительно крупных частиц, то достаточно теоретически рассчитанную длину линии от насоса до точки отделения и сброса осветленной пульпы увеличить на 28 – 30 % (для плоских частиц), чтобы получить желаемый результат. Частицы относительно «правильной», близкой к шарообразной и продолговатой форме опустятся в нижнюю часть трубопровода раньше. Однако следует признать, что такое разделение частиц по форме (шар, плоская, продолговатая форма) слишком грубое, чтобы его можно было однозначно использовать для расчета реальной гидролинии.

Еще одним важным обстоятельством при расчете с использованием уравнений [2–4] является предположение о том, что частицы песка двигаются по трубопроводу без взаимных столкновений, которые реально, конечно, будут иметь место хотя бы уже потому, что скорость опускания частиц различна из-за их формы. Каким образом будет влиять это обстоя-

тельство на движение пульпы, в настоящее время неизвестно и подробно не исследовалось из-за большой сложности фиксации таких столкновений. В то же время можно предположить, что столкновения частиц могут привести как к увеличению, так и к уменьшению скорости их осаждения в нижнюю часть трубопровода. Это же обстоятельство относится и к предположению о том, что частицы песка двигаются только в одной плоскости (вертикальной) вдоль и поперек потока.

Таким образом, задача исследования реального поведения частиц различной степени деформации при опускании в жидкость весьма актуальна и должна быть решена с целью использования при реальном проектировании гидролинии по [1].

С целью решения этой задачи была спроектирована и изготовлена установка, показанная на рис. 3.

Установка состоит из жесткого основания 1, на котором через амортизирующие проставки 2 установлена прозрачная емкость 3 с плоским дном, имеющая сверху узкую часть 4. Емкость 3 практически до верхнего среза заполнена обычной водопроводной водой.

Пробные опускания круглых шариков через узкую часть 4 с фиксацией процесса их разгона с помощью видеокамеры позволили установить, что изменение скорости вертикального движения шарика прекращается через 50 – 60 мм от поверхности воды и дальше устанавливается его равномерное движение.

В связи с этим на расстоянии 60 мм от поверхности воды установлено устройство для фиксации момента прохождения верхней контрольной точки (точка А).

Устройство состоит из двух источников 5 когерентного излучения (миниатюрные лампы накаливания с питанием 3,5 В), снабженных линзами конденсорами 6 для направления пучка света перпендикулярно траектории шарика, и соответственно двух фоторезисторов 7 типа ФР1-3 с номинальным темновым сопротивлением 47 кОм.

Для фиксации нижнего положения использовался пьезодатчик, изготовленный из пьезокерамической

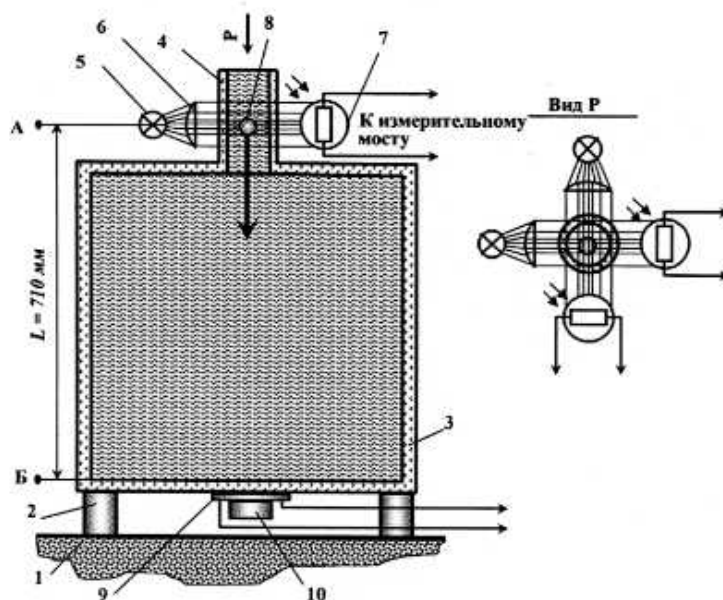


Рис. 3. Схема установки для изучения влияния формы частиц на скорость и траекторию их опускания в жидкости: 1 – жесткое основание, 2 – амортизаторы, 3 – стеклянный сосуд, 4 – узкий вход, 5 – источник когерентного излучения, 6 – линза-конденсор, 7 – фоторезистор, 8 – шарик, 9 – пьезокристаллическая пластинка, 10 – массивный груз

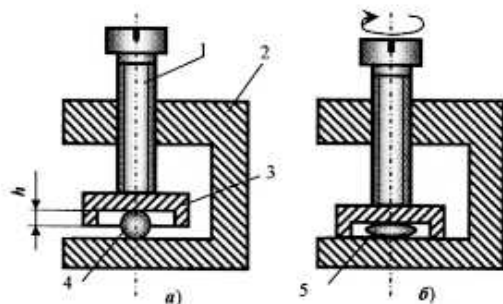


Рис. 4. Приспособление для деформации шариков: а – при установке шарика; б – после деформации шарика; 1 – нажимной винт; 2 – корпус; 3 – сменная дистанционная шайба; 4 – шарик до деформации; 5 – шарик после деформации

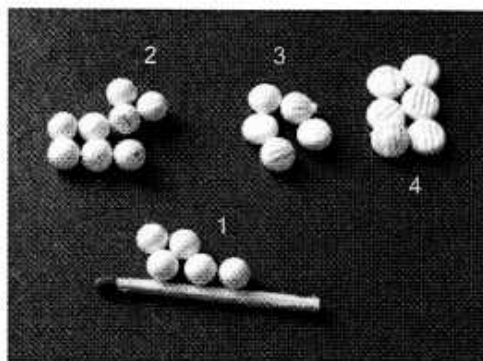


Рис. 5. Часть подготовленных для эксперимента шариков: 1. Шарики недеформированные диаметром 6 мм. 2. Шарики со степенью деформации $\epsilon = 0,83$. 3. Шарики с $\epsilon = 0,75$. 4. Шарики с $\epsilon = 0,5$

пластинки 9 типа ПЭ 40×0,34, которая вместе с массивным грузом 10 приклеивалась к дну сосуда (рис. 3).

Сигналы с фоторезисторов подавались на мост постоянного тока, после чего вместе с сигналами пьезодатчика через АЦП подавались в ПК, где проводилась обработка результатов.

Для проведения экспериментальных исследований были выбраны шарики из твердого полистирола диаметром 6 мм весом 0,2 г (удельный вес близок к удельному весу песка). С целью придания шарикам различной формы было спроектировано и изготовлено приспособление, показанное на рис. 4.

Шарик 4 устанавливается в приспособление и зажимается винтом 1 через дистанционную шайбу 3, имеющую выточку высотой, соответствующей остаточной толщине деформированного шарика. После этого потоком горячего воздуха производится нагрев шарика и его деформация путем вворачивания винта 1 до упора. После выдержки в течение 2–3 минут деформированный шарик освобождался. Разные по глубине выточки дистанционных шайб обеспечивают разную степень деформации шарика (рис. 5).

Степенью деформации ϵ названо отношение толщины шарика h после деформации к его диаметру $d_{ш}$ до деформации – $\epsilon = h/d_{ш}$.

На рис. 6–9 показана графическая интерпретация результатов экспериментов, проведенных с круглыми и деформированными шариками, имитирующими частицы песка.

Все графики демонстрируют нормальный закон распределения результатов, что, с учетом методики проведения эксперимента, говорит о высокой значимости результатов исследования.

На рис. 10 и 11 показаны обобщенные результаты данных экспериментов.

В целом результаты экспериментов подтверждают сведения, которые приведены в [3], – с изменением формы частиц меняется и скорость их осаждения. Причем полученные скорости для круглых шариков согласуются с рассчитанными по методике [3] с отклонением не более чем в 25 %, что можно объяснить различием материалов (результаты [3] приведены для песка, а в нашем случае использовался полистирол).

В то же время результаты проведенных экспериментов показали, что скорость опускания частиц

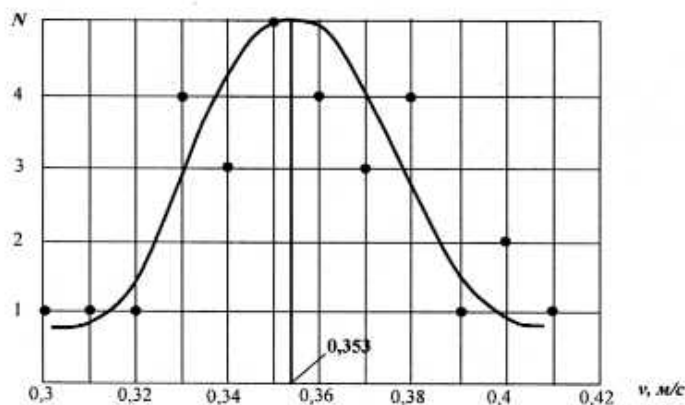


Рис. 6. Результаты эксперимента по опусканию недеформированных шариков ($\varepsilon = 1$) в неподвижной воде, N – число шариков.

Точками обозначено количество шариков, опустившихся с одной и той же скоростью v при округлении значения скорости с шагом 0,01 м/с

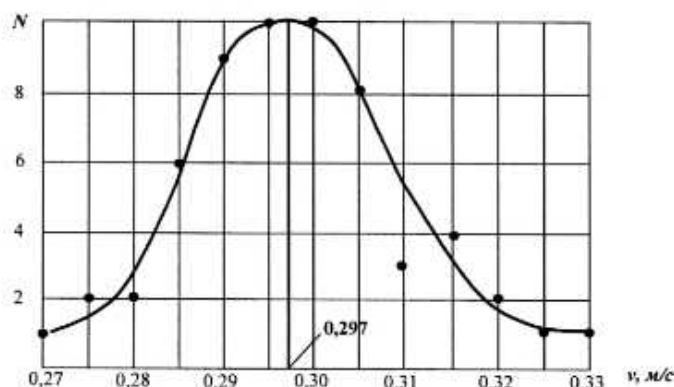


Рис. 7. Результаты эксперимента по опусканию деформированных шариков ($\varepsilon = 0,83$) в неподвижной воде, N – число шариков.

Точками обозначено количество шариков, опустившихся с одной и той же скоростью v при округлении значения скорости с шагом 0,005 м/с

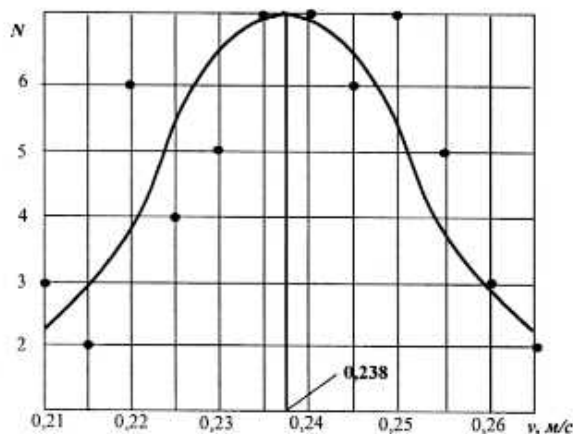


Рис. 8. Результаты эксперимента по опусканию деформированных шариков ($\varepsilon = 0,75$) в неподвижной воде, N – число шариков.

Точками обозначено количество шариков, опустившихся с одной и той же скоростью v при округлении значения скорости с шагом 0,005 м/с

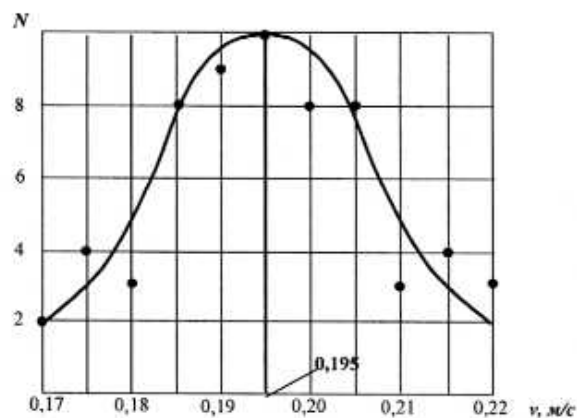


Рис. 9. Результаты эксперимента по опусканию деформированных шариков ($\varepsilon = 0,5$) в неподвижной воде, N – число шариков.

Точками обозначено количество шариков, опустившихся с одной и той же скоростью v при округлении значения скорости с шагом 0,005 м/с

существенно зависит от степени их деформации, причем «уплощение» частиц сопровождается стабильным снижением скорости, что должно учитываться в расчетах.

Таким образом, в реальной ситуации при определении необходимой для осуществления рассматриваемого метода гидронамыва дистанции l_1 (рис. 2) необходимо провести анализ granulометрического

состава песка конкретного месторождения с выделением наиболее часто встречающейся формы частиц песка.

Как уже отмечалось ранее, на скорость опускания частиц песка в потоке пульпы должно оказывать существенное влияние явление соударения частиц. Этот аспект исследовался при проведении данной серии опытов путем наблюдения за траекторией опускания

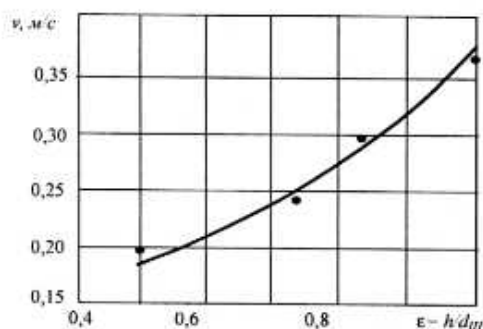


Рис. 10. Зависимость скорости опускания шариков в неподвижной воде от их деформации

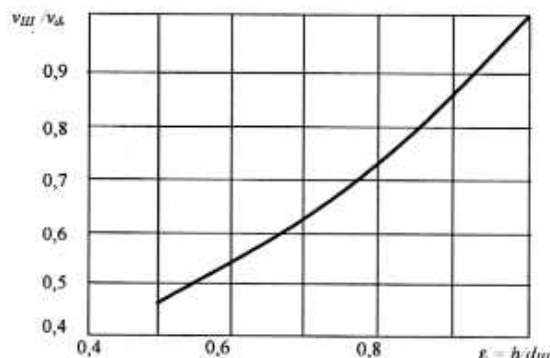


Рис. 11. Зависимость отношения скорости деформированного шарика $v_{ш}$ к скорости недеформированного шарика $v_{д}$ от деформации $\epsilon = h/d_{ш}$

шариков в спокойной воде. Данные наблюдения позволили установить следующее.

1. Траектория недеформированных практически круглых шариков ($\epsilon = 1,0$) близка к прямолинейной. Небольшие колебания (не превышали 57 см) связаны с не идеальностью формы шариков.

2. Траектория опускания шариков с $\epsilon = 0,83$ весьма далека от прямолинейной, шарики постоянно меняют траекторию, иногда «переворачиваются», отклонение при единичном колебании составляло до 10 см. Многие шарики в конце пути опускания отклонялись от центра до 20 см, т.е. угол между вертикалью и общей траекторией шарика составляет около 15° .

3. Траектория опускания шариков с $\epsilon = 0,75$ еще более непрямолинейна. Шарики очень часто меняют траекторию, постоянно «кувыркаются», отдельные участки траектории напоминают спираль. Отклонение от центра в конце опускания составляет до 30 см, т.е. угол отклонения от вертикали — до 23° .

4. Траектория опускания шариков с $\epsilon = 0,5$ чрезвычайно нестабильна. Шарики опускаются по разным траекториям, очень часто после нескольких колебаний быстро стабилизируются и далее опускаются почти прямолинейно плашмя, вращаясь вокруг своей оси, практически не «кувыркаются». В среднем отклонение от центра составляет около 15–20 см (угол между вертикалью и траекторией — около $12-15^\circ$).

Вышеизложенные результаты наблюдений позволяют сделать вывод о том, что в реальном процессе опускания частиц песка будут иметь место их частые соударения. Можно предположить, что соударения в направлении движения частиц не повлияют на скорость их осаждения, т.к. одинаково вероятны «попут-

ные» и «встречные» соударения. В то же время соударения в вертикальной плоскости при общей траектории частицы вниз должны приводить к замедлению опускания более «быстрых» крупных и относительно шарообразных частиц.

Приведенные результаты исследования могут быть использованы при расчете систем гидронамыва песка с использованием способа, описанного в [1].

Библиографический список

1. Пат. № 2111313 Российская Федерация. Способ повышения концентрации пульпы при гидронамыве / Ткаченко Н.М., Артюшин В.А., Савва А.Г., Чернышков А.П., Щерба В.Е., Болштинский А.П., Казанцев В.В., Жанко Ю.Н. — 5068139; заявл. 26.06.92; опубл. 20.05.98, Бюл. № 14.
2. Ялтанец, И.М. Технология и комплексная механизация открытых горных пород. Часть 3. Гидромеханизированные и подводные горные работы. Кн. 1: Разработка пород гидромониторами и землесосными снарядами / И.М. Ялтанец. — М.: Изд-во «Мир горной книги», 2006. — 546 с.
3. Юфин, А.П. Гидромеханизация / А.П. Юфин. — М.: Изд-во литературы по строительству, 1965. — 496 с.
4. Юфин, А.П. Гидромеханизация / А.П. Юфин. — М.: Стройиздат, 1974. — 544 с.

ЧИГРИН Максим Иванович, ведущий инженер ОАО «Сибнефтьтранспроект».

Адрес для переписки: 644050, г. Омск, пр. Мира, 11.

Статья поступила в редакцию 28.12.2009 г.

© М. И. Чигрин

Книжная полка

Тимофеев, Г. А. Теория механизмов и машин [Текст] / Г. А. Тимофеев; МГТУ им. Н. Э. Баумана. — М.: Высш. шк., 2009. — 351 с.: рис., табл. — ISBN 978-5-9692-0244-3.

Изложены основы теории механизмов и машин (ТММ), изучены свойства отдельных типов механизмов, широко применяемых в самых разных машинах, приборах и устройствах; рассматриваются задачи совершенствования современной техники, создания новых высокопроизводительных машин и систем, освобождающих человека от трудоемких процессов. ТММ базируется на методах математического анализа, векторной и линейной алгебры, дифференциальной геометрии и других разделов математики, поэтому курс лекций рассчитан на студентов, уже имеющих подготовку по высшей математике, теоретической механике, векторной алгебре, информатике и др.

ГИДРОДИНАМИЧЕСКИЙ ВИБРОУДАРНЫЙ СТЕНД С ДВУХКАСКАДНЫМ УСИЛЕНИЕМ ПО УПРАВЛЕНИЮ

Предлагается гидродинамический виброударный стенд с двухкаскадным усилением по управлению с расширенными функциональными возможностями. Он позволяет создавать силовые воздействия на испытываемый объект, изменяемые в широком частотном диапазоне при различных формах силовых воздействий, в том числе сейсмического или ударного характера. Расширение функциональных возможностей обеспечивается за счет того, что гидродинамический виброударный стенд с двухкаскадным усилением по управлению содержит приводы изменения частоты колебаний в диапазоне $0 \dots 20$ Гц, изменения амплитуды колебаний в диапазоне $0 \dots 120$ мм и устройство для имитации ударного воздействия с системой амортизации.

Ключевые слова: частота воздействий, частота колебаний, амплитуда колебаний, амортизируемый объект, импульс силы.

В публикациях, посвященных вопросам исследования колебательных процессов [1–6], сформулированы требования к используемой испытательной технике и возникающие при этом проблемы. Во-первых, амортизируемые объекты необходимо изучать с учетом упругих свойств самой системы амортизации. Во-вторых, из-за возникающих конструктивных и объемных затруднений зачастую невозможно осуществить испытания натуральных образцов лишь за счет изменения в широком диапазоне отдельных параметров подвески и параметров внешнего воздействия. В-третьих, проведение исследований связано с большими затратами материальных средств и времени.

С учетом перечисленных требований, испытательные системы должны обеспечивать широкий спектр изменения амплитудно-частотного диапазона внешних воздействий. Необходимо также обеспечивать воспроизведение воздействий любой формы с амплитудами и частотами, меняющимися произвольно. В последнем случае для выполнения поставленных задач требуются гидравлические и электрогидравлические вибростенды, сложные в изготовлении и наладке, содержащие дорогостоящие задающие и исполнительные системы [1–3].

Развитие теории и практики приводит к усложнению требований к испытательной технике. Следствием этого является необходимость изменения элементов известных испытательных систем, совершенствования отдельных подсистем, расширения испытательных возможностей за счет введения дополнительных операций и средств для их осуществления.

С целью устранения недостатков была поставлена задача совершенствования системы «гидродинамический вибростенд» [4], в ходе решения которой ана-

лизировались конструктивная схема вибростенда и средства управления импульсным ударом, воздействующим на испытываемый объект.

Недостатками гидродинамического вибростенда являются сложность его конструкции вследствие коаксиального расположения ведущих валов, консольное расположение маховика и возможность появления в связи с этим избыточных нагрузок, а также отсутствие возможности создания импульсной знакопеременной ударной нагрузки на платформу во время движения платформы. Расположение ведущих валов одного в другом ведет к ужесточению требований к точности изготовления, монтажа и к условиям эксплуатации. Консольное расположение маховика создает опасность разрушения опор вала маховика и всего вибростенда при воздействии сейсмического одностороннего нагружения платформы, а также дополнительных нагрузок, возникающих вследствие бокового смещения платформы при ее колебаниях.

На основании результатов анализа имеющейся схемы гидродинамического вибростенда разработана конструктивная схема гидродинамического виброударного стенда с двухкаскадным усилением по управлению, в которой, по мнению авторов, устранены перечисленные недостатки. Новая конструкция вибростенда, подобно предшествующей, позволяет изменять внешние воздействия в широком диапазоне колебаний (периодических, аperiodических, ударных периодических, ударных аperiodических и других затухающих) [4]. Изменена также конструкция клапанного устройства, связывающего источник высокого давления с платформой.

Система «гидродинамический виброударный стенд с двухкаскадным усилением по управлению» имеет следующие технические характеристики:

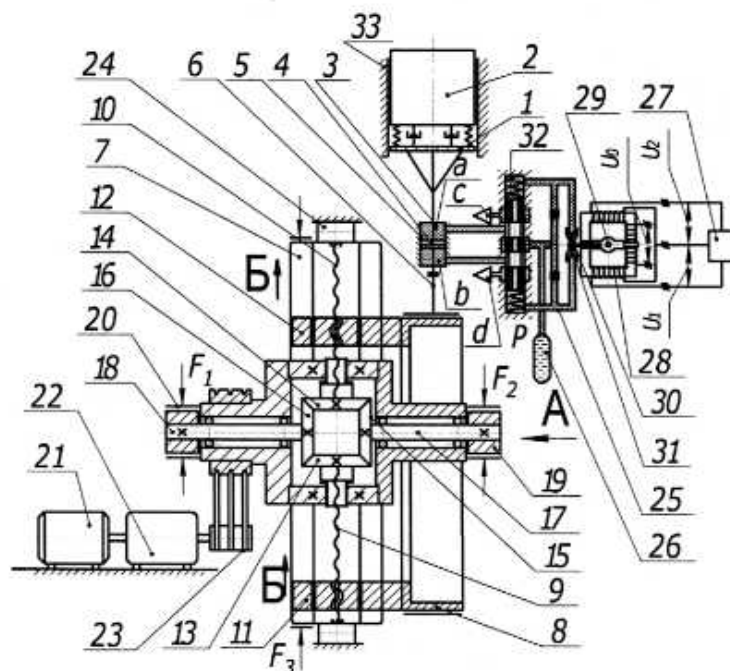


Рис. Конструктивная схема гидродинамического виброударного стенда с двухкаскадным усилением по управлению

— пределы изменения частоты 0 ... 20 герц и более, которые обеспечивает привод изменения частоты колебаний с приводным двигателем и передаточным механизмом;

— пределы изменения амплитуды 0 ... 120 мм обеспечиваются приводом изменения амплитуды колебаний, содержащем кривошипно-шатунный механизм с двумя тормозными устройствами.

Имеется устройство для имитации ударного воздействия, снабженное системой амортизации.

Монтажной базой стенда является рама, на которой установлен основной рабочий элемент — платформа 1. На платформе размещается амортизируемый объект 2 массой до 2000 кг. К платформе присоединен шток 3 с поршнем 4. Поршень помещен в герметичный корпус 5 и подвижно соединен с шатуном 6 кривошипно-шатунного механизма. Кривошипно-шатунный механизм является источником колебаний платформы 1. В опорах рамы установлен маховик 7, с которым кинематически связано устройство для изменения радиуса кривошипа 8. В маховике 7 радиально установлены винты 9 с левым и 10 с правым шагом, имеющие возможность синхронного вращения. На кривошипе закреплены гайки 11 и 12, образующие кинематические пары с винтами 9 и 10, при этом обеспечена возможность поступательного перемещения гаек одновременно в одном направлении. В маховике расположен зубчатый дифференциал, состоящий из четырех зубчатых колес, причем колеса 13 и 14 жестко соединены с винтами 9 и 10, другие колеса 15 и 16 закреплены на валах 17 и 18. Винты 9, 10 и валы 17, 18 для устранения осевого смещения установлены на радиально-упорных подшипниках. Валы 17 и 18 снабжены тормозами, соответственно 19 и 20. Привод вибростенда выполнен в виде электродвигателя 21 и универсального регулятора скорости 22, позволяющего регулировать частоту колебаний платформы и осуществлять реверс маховика 7 с помощью передачи 23. Маховик 7 смонтирован на опорах 24. Герметичный корпус 5 через клапанное устройство 25 связан с источником высокого давления 26 и блоком управления 27. Клапанное

устройство выполнено в виде маломощного электромагнита 28 с ротором 29 и двухкаскадного гидроусилителя с соплами 30 и 31 и золотником 32. Каналы «с», «d» золотника связаны со сливной магистралью. Платформа 1 снабжена опорами 33 для предотвращения бокового смещения.

Виброударный стенд работает следующим образом. При включении электродвигателя 21 через универсальный регулятор скорости 22 и ременную передачу 23 приводится во вращение маховик 7 (например, против часовой стрелки, вид по стрелке А), который приводит в движение кривошип 8, зубчатый дифференциал и валы 17 и 18, причем входящие в состав дифференциала конические колеса 13, 14, 15, 16 неподвижны.

Амортизируемый объект 2 совершает вынужденные колебания с собственной частотой и собственной амплитудой при вращении маховика и воздействии источника на платформу 1 с постоянной амплитудой и частотой колебаний.

Изменение амплитуды колебаний платформы 1 с амортизируемым объектом 2 происходит следующим образом. Например, увеличение амплитуды при соответствующем увеличении радиуса кривошипа 8 осуществляется при включении тормоза 19 вала 17, создающего тормозное усилие F_1 . При этом коническое зубчатое ведущее колесо 15 зубчатого дифференциала останавливается, конические ведомые колеса 13 и 14 обкатываются против часовой стрелки (вид по стрелке А) неподвижное колесо 15, приводя во вращение винт 9 с левой резьбой против часовой стрелки (вид по стрелке Б) и винт 10 с правой резьбой по часовой стрелке, взаимосвязанные с ними гайки 11 и 12 синхронно переместятся в одном направлении, противоположном стрелке Б, и радиус кривошипа 8 увеличится.

Уменьшение радиуса кривошипа 8 происходит при включении тормоза 20 вала 18, создающего тормозное усилие F_2 . В результате останавливается зубчатое колесо 16, а конические ведомые колеса 13 и 14 обкатывают неподвижное колесо 15 по часовой стрелке (вид по стрелке А), приводя во вращение винт 9 с левой

резьбой по часовой стрелке (вид по стрелке Б) и винт 10 с правой резьбой против часовой стрелки, взаимосвязанные с ними гайки 11 и 12 синхронно переместятся в одном направлении по стрелке Б, и радиус кривошипа 8 уменьшится.

Импульсный удар обеспечивается тем, что при любом положении штока 3, связанного с платформой 1, в полости «а» или «б» герметичного корпуса 5 может подаваться рабочее тело (жидкость) от источника высокого давления 26 через клапанное устройство 25, приводимое в действие блоком управления 27. При этом из-за кратковременности процесса происходит импульсное динамическое нагружение платформы 1 с амортизируемым объектом 2. В результате падения давления в полости «а» образуется положительный импульс силы G ; а при снижении давления в полости «б» — отрицательный импульс силы G , т.е. таким образом обеспечивается создание знакопеременных динамических нагрузок сейсмического типа, приложенных к амортизируемому объекту 2. Для резкого прекращения колебаний маховик 7 останавливают за счет тормозного усилия F_3 . Вследствие остановки маховика амортизируемый объект совершает свободные колебания.

Клапанное устройство 25 работает следующим образом. При наличии напряжения питания U_0 электромагнита и появлении разности токов от блока управления 26 создаются разные по величине напряжения U_1 и U_2 . Например, при $U_2 < U_1$ в обмотках маломощного электромагнита 28 его ротор 29 вместе с закрепленной на нем заслонкой поворачивается на некоторый угол, что вызывает изменение давлений в междроссельных полостях перед соплами 30 и 31. Вследствие этого нарушается равновесие сил, действующих на торцы золотника 32, и золотник начинает перемещаться, сообщая источник высокого давления 26 с полостью «а» герметичного корпуса 5. Если $U_2 > U_1$, то источник высокого давления 26 сообщается с полостью «б» герметичного корпуса 5.

Опоры 33 предотвращают боковое смещение платформы 1 при колебательных процессах, обеспечивая уменьшение динамических нагрузок на маховик 7 и другие элементы конструкции вибростенда.

Использование данного вибростенда при достигнутом упрощении конструкции, устранении избыточных нагрузок на маховике, расположенном в опорах, изменении конструкции клапанного устройства, а также обеспечение возможности создания знакопеременных динамических нагрузок сейсмического типа для испытаний упругодемпфирующих элементов в системах амортизации позволяет проводить испытания, наиболее приближающиеся к реальным условиям эксплуатации объекта.

Осуществление в представленном вибростенде достигнутых конструктивных преимуществ позволяет создавать в исследуемом объекте сейсмические

нагрузки сложной формы в диапазоне регулируемых частот и амплитуд колебаний при более равномерном распределении нагрузок. Применение в конструкции вибростенда унифицированных агрегатов и элементов обеспечивает упрощение наладки и обслуживания.

Достоинствами предложенной конструкции являются:

— возможность получения внешних воздействий различной формы в широком амплитудно-частотном диапазоне;

— возможность создания испытательного комплекса для проведения широкого спектра экспериментальных исследований.

— возможность использования вибростенда для испытания объектов различного назначения, в том числе и специального, на профильных предприятиях, например, омском ФГУП НПП «Прогресс».

Библиографический список

1. Фитилев, Б.Н. Гидродинамический вибростенд / Б.Н. Фитилев, Г.С. Аверьянов // Динамика систем: сб. науч. тр. — Омск: ОмПИ, 1977. Вып. 5. — С. 72-74.
2. А.с. СССР № 426159, G 01 m 7/00, G 01 p 21/00. Выборнов В.А., Голубев В.А., Журавлев А.М. и др. Вибростенд; опубл. 30.04.1974, БИ № 16.
3. А.с. СССР № 868398, G 01 m 7/00, F 16 c 3/28. Муниц Г.И. Устройство для изменения радиуса кривизны; опубл. 30.09.1981, БИ № 36.
4. Пат. № 2349887 РФ. МПК G 01 M 7/00. Вибростенд. Аверьянов Г.С., Хамитов Р.Н., Филиппов В.Н.; опубл. 20.03.2009, БИ № 8.
5. Автономный регистратор ударных процессов с повышенной достоверностью и устойчивостью к внешним воздействиям / С.В. Леньков [и др.] // Вестник ИжГТУ. — 2005. — № 2. — С. 39 — 41.
6. Корчагин, А.Б. Гидродинамический вибростенд / А.Б. Корчагин, Р.Н. Хамитов, Г.С. Аверьянов // Омский научный вестник. — 2009. — № 2 (80). — С. 122 — 124.

КОРЧАГИН Анатолий Борисович, кандидат технических наук, доцент кафедры «Безопасность жизнедеятельности».

АВЕРЬЯНОВ Геннадий Сергеевич, доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой «Авиа- и ракетостроение».

КОНОВАЛОВ Владимир Евгеньевич, старший преподаватель кафедры «Детали машин».

ХАМИТОВ Рустам Нуринович, кандидат технических наук, доцент, докторант кафедры «Авиа- и ракетостроение».

Адрес для переписки: 644050, г. Омск, пр. Мира, 11.

Статья поступила в редакцию 27.12.2009 г.

© А. Б. Корчагин, Г. С. Аверьянов, В. Е. Коновалов, Р. Н. Хамитов

Книжная полка

Герасимов, И. Я. История литейного производства и художественного литья [Текст] : конспект лекций / И. Я. Герасимов ; ОмГТУ. — Омск : Изд-во ОмГТУ, 2009. — Ч. 2. — 2009. — 32 с.

В конспекте лекций изложено продолжение истории развития литейного производства в России и г. Омске. Приведены примеры художественных отливок в виде памятников, посвященных историческим событиям и известным омичам.

РАСЧЕТ ПАРАМЕТРОВ СТРУИ ВПРЫСКИВАЕМОГО ЖИДКОГО ОКИСЛИТЕЛЯ

В статье дана методика расчета мелкости распыливания и пути факела жидкого окислителя с примерами расчетов.

Ключевые слова: сопло, скорость, мелкость распыливания, путь факела.

1. Характеристика топлив и окислителей

В камеру сгорания летательного аппарата подается топливо и окислитель. В качестве топлива может быть аммиак, керосин, водород, этиловый спирт, анилин, гидразин. Для окисления топлив и их горения применяют окислители в виде кислорода, азотной кислоты, перекиси водорода, фтора, озона, хлора. В табл. 1 приведены свойства некоторых топлив и окислителей [1].

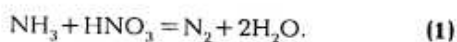
Топливо должно быть стабильным, даже при длительных сроках хранения. Этим требованиям соответствует азотная кислота HNO_3 .

Обычно азотная кислота — это 68 % водный раствор (бесцветный или желтого цвета) с плотностью 1400 кг/м^3 и температурой кипения 120°C . Коэффициент динамической вязкости $2 \cdot 10^{-3} \text{ Па}\cdot\text{с}$, кинематической $1,4 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$. Коэффициент поверхностного натяжения $0,06 \text{ Н/м}$ [2].

Концентрированная азотная кислота при 20°C имеет плотность 1500 кг/м^3 , коэффициент поверхностного натяжения $0,043 \text{ Н/м}$, динамическую вязкость $0,9 \cdot 10^{-3} \text{ Па}\cdot\text{с}$, кинематическую вязкость $0,6 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$.

Азотная кислота — это жидкость, молекулы которой состоят из атомов водорода, азота и трех атомов кислорода. В её состав входят $\text{H} - 1,6\%$, $\text{N} - 22,2\%$, $\text{O} - 76,2\%$. При распаде молекулы азотной кислоты $12,8\%$ кислорода расходуется на сгорание собственного водорода ($1,6\%$), остальной кислород ($76,2 - 12,8 = 63,4\%$) выделяется и идёт на окисление (горение) топлива.

Если взять в качестве топлива аммиак, то горение протекает с образованием воды, азота и выделением теплоты.



Аммиак NH_3 в газообразном состоянии имеет плотность $0,771 \text{ кг/м}^3$, в жидком — $681,4 \text{ кг/м}^3$. По содержанию энергии в единице массы в 7 раз уступает водороду и в 2,5 раза бензину (44 МДж/кг). Теплота сгорания NH_3 равна 17 МДж/кг . Температура самовоспламенения 650°C .

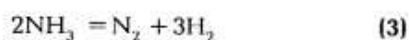
Если вес атома водорода принять за 1, то массовый состав аммиака NH_3 будет содержать $14 + 3 = 17$ единиц. Содержание водорода в 1 кг аммиака составит

$3/17 = 0,176 \text{ кг}$, или $17,6\%$. Чтобы сжечь 1 кг аммиака, потребуется следующее теоретическое количество азотной кислоты

$$L_{\tau} = 8 \cdot 0,176 / 0,634 = 2,2 \text{ кг}. \quad (2)$$

При избытке окислителя, например, в 1,2 раза количество азотной кислоты необходимо $2,64 \text{ кг/кг}$.

При высокой температуре аммиак разлагается на азот и водород.



В камерах сгорания, где окислителем является азотная кислота, образуются твердые отложения, которые нарушают нормальную работу двигателя. Твердые отложения удаляют путем создания высокой температуры и их сгорания. Жидкую азотную кислоту необходимо подать в распыленном виде. Параметры форсунки (давление, диаметр соплового отверстия) должны обеспечить требуемый путь распыленного факела окислителя, при котором твердые отложения вступают в химическую реакцию с окислителем и сгорают.

2. Расчет мелкости распыливания жидкого окислителя

В процессе подачи жидкого окислителя в камеру сгорания определяют расход, скорость истечения, длину струи (факела) и мелкость распыливания. Жидкость подается через сопловое отверстие (насадок), длина которого равна $(3 \div 4) \cdot d$ от диаметра отверстия сопла.

На рис. 1 показано истечение жидкости из сопла. Струя жидкости после входа в сопло подвергается некоторому сжатию $d_{сж} = (0,7 \div 0,8) \cdot d$, затем постепенно расширяется и заполняет все поперечное сечение. В выходном сечении $2 - 2$ коэффициент сжатия струи равен единице. Коэффициент расхода (отношение действительного расхода к теоретическому) будет равен $\mu_p = 0,7 \div 0,8$.

Подача жидкого окислителя к сопловым отверстиям производится под необходимым давлением и расходом, обеспечивая требуемую мелкость распыливания и путь факела.

Основные физические свойства окислителей и топлив

Вещество	Химическая формула	Молекулярная масса, кг/кмоль	Плотность, кг/м ³ , (температура, К)	Вязкость мм ² /с, (К)	Поверхностное натяжение, Н/м, (К)	Температура кипения, К
Окислители						
Кислород	O ₂	32	1114, (91)	0,87, (90)	0,013, (90)	90
Перекись водорода	H ₂ O ₂	34	1448, (293)	1,30, (291)	0,071, (291)	423,7
Азотная кислота	HNO ₃	63	1520, (283)	2, (269), 0,45, (449)	0,042, (284)	359
Горючие (топлива)						
Аммиак	NH ₃	17	680, (240)	0,255, (240)	0,0234, (284)	240
Керосин	C ₁₀ H ₂₀	140	800, (298)	1,6, (288)	0,023, (293)	423–473
Водород	H ₂	2	70, (20)	0,013, (20)	0,002, (20)	20

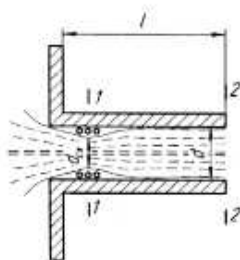


Рис. 1. Истечение жидкости из сопла

Площадь поверхности струи окислителя зависит от степени дробления струи на капли и их размеров. Обычно распыленный жидкий окислитель представляется в виде совокупности мелких шариков с радиусом R и площадью $S=4\pi R^2$ и объемом $V=4/3\pi R^3$.

При диаметре каплей $d_c=2R$ площадь и объем будут равны

$$S=\pi d_c^2, \quad V=1/6 \pi d_c^3. \quad (4)$$

Обычно оценку мелкости распыливания производят одним параметром — средним диаметром. При оценке мелкости распыливания топлива пользуются различными средними диаметрами — средним арифметическим, средним объемным, а также средним диаметром по Заутеру, который пропорционален отношению суммарного объема всех каплей к их суммарной поверхности. Общая формула для определения средних диаметров записывается в виде [3]

$$d_{qp} = q \cdot \frac{\sum N_i d_i^q}{\sum N_i d_i^p}. \quad (5)$$

Согласно этой формуле средний арифметический диаметр ($q=1$; $p=0$)

$$d_{10} = \frac{\sum N_i d_i}{\sum N_i}; \quad (6)$$

Средний объемный диаметр ($q=3$; $p=0$)

$$d_{30} = \sqrt[3]{\frac{\sum N_i d_i^3}{\sum N_i}}; \quad (7)$$

Средний диаметр по Заутеру ($q=3$; $p=2$)

$$d_{32} = \frac{\sum N_i d_i^3}{\sum N_i d_i^2}. \quad (8)$$

Предположим, что факел распыленного топлива состоит из 1000 каплей. Наружный диаметр 300 каплей равен 200 мкм, а 700 каплей — 100 мкм. Средний арифметический диаметр, подсчитанный по формуле 6, составит 130 мкм, а средний диаметр по Заутеру (формула 8) — 163 мкм.

В качестве средних диаметров наиболее широко применяют средний объемный диаметр (формула 7) и средний диаметр по Заутеру. Средний объемный диаметр каплей определяют из условия равенства числа суммарного объема каплей истинных и средних размеров. Его используют для оценки качества распыливания, массы капли среднего размера и истинного числа каплей.

Средний диаметр каплей по Заутеру подсчитывают из условия равенства поверхностей и объемов (масс) каплей истинных и средних размеров. Он позволяет оценить общую поверхность распыленного топлива. Качество распыливания по среднему диаметру Заутера характеризует диаметр каплей однородного тумана, который для данного объема жидкости образовал бы ту же поверхность испарения, что и действительный туман [1]. Уменьшение средних диаметров каплей указывает на улучшение мелкости распыливания топлива.

Общими задачами расчета системы ввода жидкого окислителя являются:

- выбор конструктивных схем форсунок, определение их размеров и перепада давления на форсунках;
- определение количества форсунок в каждой группе с учетом конструктивных особенностей рассматриваемого бака;
- определение расхода окислителя через отдельную форсунку в каждой группе и скорости струи

окислителя с учетом обеспечения минимального дробления струи;

— определение давления подачи окислителя к форсункам для выбора принципиальной схемы системы подачи окислителя;

— определение параметров струй окислителя с учетом конструктивных особенностей рассматриваемого бака, в том числе длины струи, длины сплошной и раздробленной части струи, времени движения струи, размеров и количества капель, площади поверхности струи.

Анализ работ по физическим процессам, вызывающим распад струи жидкости на капли [1, 2, 3, 4, 5, 6, 7], показал, что тонкость распыливания увеличивается: при уменьшении вязкости, коэффициента поверхностного натяжения, при увеличении перепада давления в сопловом отверстии, при увеличении давления среды, при уменьшении диаметра сопла.

Струя жидкости разделяется на капли в основном под воздействием капиллярного натяжения, колебательных явлений и скорости истечения, которая зависит от давления и диаметра соплового отверстия форсунки.

Диапазон, в котором проявляется действие капиллярного натяжения, соответствует скорости истечения порядка 1 м/с, колебательных явлений — 10 м/с. В диапазоне скорости порядка 100 м/с струя распыляется, образуя туман за соплом форсунки.

Распыливание топлива зависит от числа Вебера и Рейнольдса. Безразмерное число Вебера устанавливает связь между тремя параметрами, влияющими на мелкость распыливания жидкости, и находят из выражения

$$We = \Delta P \cdot d_c / \sigma, \quad (9)$$

где ΔP — перепад давления в Н/м² в сопловом отверстии и среды, куда производится впрыск; d_c — диаметр соплового отверстия в м; σ — коэффициент поверхностного натяжения жидкости в Н/м.

У жидкостей величина поверхностного натяжения имеет следующие значения: вода — 0,0728; глицерин — 0,0647; 70 % азотная кислота — 0,0594; нефть — 0,026; дизельное топливо — 0,029; бензин — 0,022.

Число Рейнольдса, или режим движения зависит от средней скорости движения жидкости \bar{v} в м/с, диаметра соплового отверстия d_c в м, кинематической вязкости жидкости ν в м²/с и определяется выражением

$$Re = \bar{v} \cdot d_c / \nu. \quad (10)$$

Для перевода динамической вязкости μ (Па·с) в кинематическую вязкость используют выражение (ρ — плотность вещества в кг/м³)

$$\nu = \mu / \rho. \quad (11)$$

Одним из основных законов капиллярных явлений, влияющих на мелкость распыливания жидкости, является закон Лапласа, согласно которому разность гидростатических давлений ΔP_r с обеих сторон поверхности раздела жидкости и газа равна произведению поверхностного натяжения на её среднюю кривизну

$$\Delta P_r = P_1 - P_2 = \sigma \cdot E, \quad (12)$$

где P_1 и P_2 — давление с вогнутой и выпуклой сторон поверхности, E — средняя кривизна, $E = 1/R_1 + 1/R_2 = 1/2 \cdot R$, здесь R_1 и R_2 — радиусы кривизны двух

перпендикулярных нормальных сечений поверхности; R — средний радиус кривизны. Для соплового отверстия $d_c = 2R$ или $\Delta P_r \cdot d_c = \sigma$.

Безразмерный критерий Лапласа связывает четыре параметра, влияющие на мелкость распыливания жидкости

$$L_p = (\rho_{\text{ж}} \cdot d_c \cdot \sigma) / \mu_T, \quad (13)$$

где $\rho_{\text{ж}}$ — плотность жидкости в кг/м³; d_c — диаметр соплового отверстия в м; σ — коэффициент поверхностного натяжения в Н/м; μ — коэффициент динамической вязкости жидкости в Н·с/м² (Па·с).

Значительное влияние на распыливание топлива оказывает величина скорости, с которой жидкость вытекает из соплового отверстия. Обычно результаты экспериментов приводят в критериальной форме.

Как показали многочисленные эксперименты, величина скорости вытекающего топлива \bar{v}_T , при которой начинается распад непосредственно у соплового отверстия, зависит от ряда факторов [3]:

$$\bar{v}_T = f(\rho_T; \rho_{\text{в}}; \mu_T; \mu_{\text{в}}; \sigma; d_c), \quad (14)$$

где ρ_T и $\rho_{\text{в}}$ — соответственно плотность топлива и воздуха; μ_T и $\mu_{\text{в}}$ — коэффициенты динамической вязкости топлива (жидкости) и воздуха; σ — поверхностное натяжение топлива; d_c — диаметр соплового отверстия.

Для придания уравнению безразмерного вида воспользуемся масштабами протяженности L , времени T и массы M . Выберем эти масштабы так, чтобы

$$\rho_T \cdot \frac{M}{L^3} = 1; \quad \sigma \cdot \frac{M \cdot L}{T^2 L} = 1; \quad d_c \cdot L = 1, \quad (15)$$

Тогда

$$L = \frac{1}{d_c}; \quad M = \frac{1}{d_c^3 \cdot \rho_T}; \quad T = \frac{\sigma^{0,5}}{d_c^{1,5} \cdot \rho_T^{0,5}}. \quad (16)$$

После приведения к безразмерной форме функциональное уравнение 14 примет вид [3]

$$\bar{v}_T \sqrt{\frac{\rho_T \cdot d_c}{\sigma}} = f\left(\frac{\mu_T}{\sqrt{\rho_T \cdot d_c \cdot \sigma}}; \frac{\rho_{\text{в}}}{\rho_T}; \frac{\mu_{\text{в}}}{\mu_T}\right). \quad (17)$$

Введем обозначения

$$We = \frac{\bar{v}_T^2 \cdot \rho_T \cdot d_c}{\sigma}; \quad L_p = \frac{\rho_T \cdot d_c \cdot \sigma}{\mu_T^2}; \quad \mu_{\text{ж}} = \frac{\mu_{\text{в}}}{\mu_T}; \quad \rho_{\text{ж}} = \frac{\rho_{\text{в}}}{\rho_T}. \quad (18)$$

На основании обработки экспериментальных результатов и теоретических предположений А.С. Лышевский [4] получил ряд зависимостей, позволяющих определить средние диаметры капель при впрыске. Так, для среднего диаметра капель по Заутеру была получена формула

$$d_{\text{сз}} = d_c \cdot 2,68 (\rho_{\text{ж}} \cdot We)^{-0,266} \cdot L_p^{-0,073}. \quad (19)$$

Пример 1. Определить диаметр соплового отверстия для подачи под давлением 0,5 МПа ($0,5 \cdot 10^6$ Н/м²) жидкого окислителя в виде 70 % азотной кислоты HNO_3 .

Плотность азотной кислоты при 20 °С равна 1400 кг/м³. Массовый расход 61 кг/час (0,017 кг/с, или 0,012 м³/с).

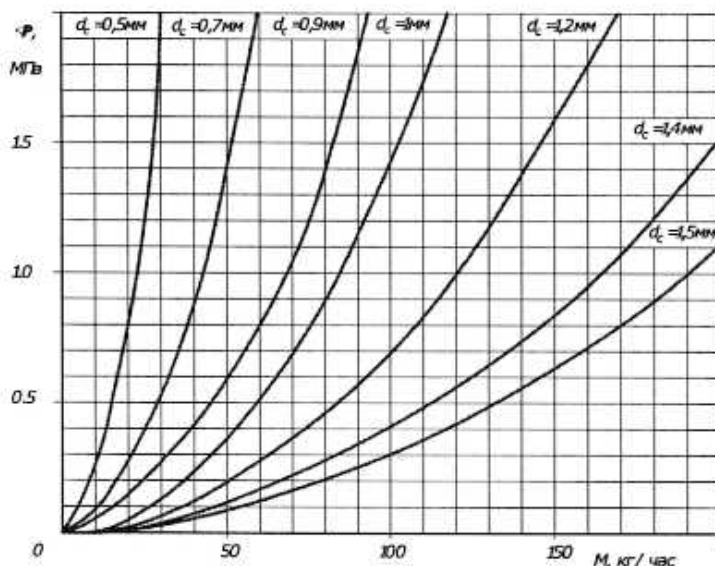


Рис. 2. Номограмма для определения диаметра сопловых отверстий по перепаду давления в распылителе и расходу жидкости

Определим теоретическую скорость истечения жидкости через сопловое отверстие

$$\vartheta_T = \sqrt{2 \cdot \Delta P / \rho_0}, \quad (20)$$

где ΔP — давление топлива (окислителя) перед сопловыми отверстиями; ρ_0 — плотность жидкости (окислителя).

$$\vartheta_T = \sqrt{2 \cdot 5 \cdot 10^5 / 1400} = 26,7 \text{ м/с.}$$

Действительная максимальная скорость, при которой жидкость вытекает из соплового отверстия,

$$\vartheta_A = \vartheta_T \cdot \mu_p = 26,7 \cdot 0,7 = 18,7 \text{ м/с,}$$

где $\mu_p = 0,7$ — коэффициент расхода.

Массовый секундный расход топлива в кг/с определим из выражения

$$M = f \cdot \vartheta_A \cdot \rho_0, \quad (21)$$

где f — площадь проходного сечения соплового отверстия в м^2 .

Величина f будет равна

$$M / \vartheta_A \cdot \rho_0 = 0,017 / 18,7 \cdot 1400 = 0,0000006 \text{ м}^2 = 0,6 \text{ мм}^2.$$

Диаметр соплового отверстия находим из выражения

$$f = \pi \cdot d_c^2 / 4, \text{ откуда } d_c = 0,87 \text{ мм.}$$

При установке 3-х форсунок площадь проходного сечения соплового отверстия каждой из них составит $0,3 \text{ мм}^2$, а диаметр — $0,6 \text{ мм}$.

Объёмный расход жидкости в $\text{м}^3/\text{с}$ определяют из выражения

$$Q = f \cdot \vartheta_A, \quad (22)$$

Для выбора диаметра соплового отверстия в зависимости от часового расхода жидкости (окислителя, топлива) в кг/ч и перепада давления на входе и выходе из соплового отверстия в МПа рекомендуется номограмма, изображенная на рис. 2. При построении

номограммы коэффициент расхода μ_p был принят $0,7$ [1]. Из анализа номограммы следует, что при $\Delta P = 0,5 \text{ МПа}$ и расходе жидкости 61 кг/час диаметр соплового отверстия равен 1 мм .

Пример 2. Определить средний диаметр капель в процессе распыливания азотной кислоты, вытекающей из соплового отверстия диаметром 1 мм .

Коэффициент поверхностного натяжения при 20°C примем $0,06 \text{ Н/м}$. Действительная скорость вытекания жидкости из соплового отверстия равна $18,7 \text{ м/с}$. Плотность азотной кислоты при 20°C примем 1400 кг/м^3 .

По формуле 18 находим критерий Вебера

$$We = \frac{\vartheta_A^2 \cdot \rho_0 \cdot d_c}{\sigma} = 18,7^2 \cdot 1400 \cdot 0,001 / 0,06 = 8160.$$

Для нахождения критерия Лапласа определим коэффициент динамической вязкости. Кинематическая вязкость азотной кислоты при 20°C составляет $1,4 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$. При плотности 1400 кг/м^3 динамическая вязкость, согласно выражению 11, составит $2 \cdot 10^{-3} \text{ Н·с/м}^2$. По формуле 18 определим критерий Лапласа

$$L_p = \frac{\rho_0 \cdot d_c \cdot \sigma}{\mu_T^2} = 1400 \cdot 0,001 \cdot 0,06 / (2 \cdot 10^{-3})^2 = 21000.$$

Определим критерий плотности (выражение 18), учитывая, что впрыск окислителя производится в среду без противодействия,

$$\rho_k = 1,2 / 1400 = 0,00085.$$

По формуле 19 определим средний диаметр капель распыленного окислителя

$$\begin{aligned} d_{32} &= d_c \cdot 2,68 \cdot (\rho_k \cdot We)^{-0,266} \cdot L_p^{-0,073} = \\ &= 0,001 \cdot 2,68 \cdot (0,00085 \cdot 8160)^{-0,266} \cdot 21000^{-0,073} = \\ &= 0,0007 \text{ м, или } 700 \text{ мкм.} \end{aligned}$$

При увеличении скорости вытекания жидкости (ϑ_A) диаметр капель распыленного окислителя будет уменьшаться.

3. Определение формы распыленного топливного факела при впрыске в неподвижную среду

В зависимости от положения форсунки и камеры сгорания распыленный факел жидкости может быть вертикальным, горизонтальным. У вертикального факела распыленное топливо поступает сверху вниз или снизу вверх. При подаче жидкости сверху вниз длина факела наибольшая и ограничивается размерами камеры сгорания.

При горизонтальном расположении форсунки длина факела представляет собой расстояние от кромки распылителя до перпендикуляра, восстановленного из точки пересечения центральной линии факела с контрольной плоскостью (горизонтальной стенкой).

На рис. 3 показан факел распыленного топлива, где L_ϕ — длина факела, B_ϕ — ширина факела, γ_ϕ — угол конуса факела.

Расчетную длину факела от соплового отверстия до лидирующей капле можно определить из выражения [4]

$$L_\phi = \frac{d_c}{1,2} \left(\frac{\vartheta_A \cdot \tau}{d_c} \right)^{0,5} \cdot \frac{We^{0,105} \cdot M_x^{0,08}}{1,7 \cdot \rho_x^{0,5}}, \quad (23)$$

где d_c — диаметр соплового отверстия распылителя в м; ϑ_A — действительная скорость истечения топлива из сопла в м/с; τ — время движения факела из распылителя, с; We — критерий Вебера (формула 18); M_x — критерий Маха (отношение скорости потока жидкости к скорости звука); ρ_x — критерий плотности (отношение плотности воздуха к плотности топлива).

Пример 3. Определить путь X , пройденный факелом за время 0,01 с.

Диаметр сопла $d_c = 1$ мм, действительная скорость вытекающего топлива из сопла $\vartheta_A = 18,7$ м/с, критерий Вебера 8160, критерий Маха 0,06, критерий плотности $\rho_x = 0,00085$.

$$L_\phi = \frac{0,001}{1,2} \left(\frac{18,7 \cdot 0,01}{0,001} \right)^{0,5} \cdot \frac{8160^{0,105} \cdot 0,06^{0,08}}{1,7 \cdot 0,00085^{0,5}} = 0,45 \text{ м.}$$

Угол конуса факела струи впрыскиваемого топлива зависит от турбулентности пульсаций жидкости в струе, воздуха в объеме факела и находится по критериальной зависимости А.С. Лышевского [4]

$$\gamma_\phi = 1,26 \cdot \frac{We^{0,32} \sqrt{\rho_x}}{L_p^{0,07}} \cdot \left(1 + \frac{0,004}{\mathfrak{Z}^{1,8}} \right), \quad (24)$$

где We , L_p , ρ_x — критерии Вебера, Лапласа и плотности; $\mathfrak{Z} = \tau^2 \cdot \sigma / (\rho_\tau \cdot d_c^3)$.

При выходе жидкости из соплового отверстия в среду без противодействия или вакуум она вытекает сплошной струей. Дальнейшее продвижение струи приводит к ее дроблению (распыливанию). Длину сплошной части струи определяют по формуле [5]

$$L = 4,23 \cdot \vartheta_{cmp} \sqrt{\frac{\rho_x \cdot d_{cmp}^3}{2\sigma}}, \quad (25)$$

где ϑ_{cmp} — скорость струи; ρ_x — плотность жидкости; d_{cmp} — диаметр струи; σ — коэффициент поверхностного натяжения жидкости.

Размеры капель, на которые распадается струя, выходящая из сопла при малых перепадах давления, можно приближенно определить, используя выражение

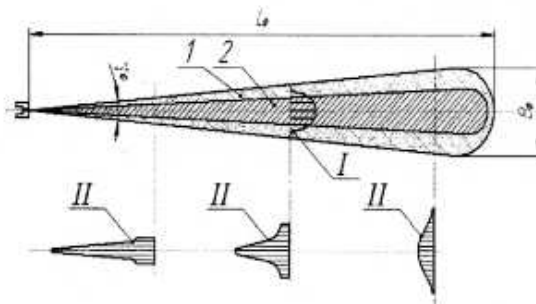


Рис. 3. Схема факела топлива:

- 1 — скорость капель в поперечном сечении факела;
II — распределение топлива в поперечных сечениях факела;
1 — внешние слои факела;
2 — внутренние слои факела

$$L = 4,5 \cdot 2 \cdot R_{cmp} = 4,5 \cdot d_{cmp}, \quad (26)$$

где R_{cmp} и d_{cmp} — радиус и диаметр струи.

Не трудно подсчитать диаметр капли d_k , в которую стягивается кусок струи длиной L , объем которой будет равен $4,5d_{cmp} \cdot (\pi \cdot d_{cmp}^2 / 4)$.

Пройденный путь факела распыленного топлива L_ϕ зависит от времени истечения топлива из сопла τ и средней скорости струи ϑ_{cmp}

$$L_\phi = \tau \cdot \vartheta_{cmp}. \quad (27)$$

Объемный расход жидкости через одну форсунку в м³/с

$$Q_\phi = f \cdot \vartheta_{cmp}. \quad (28)$$

Объем топлива V_τ в м³, поданный через сопловое отверстие за текущее время τ_τ в с, определяется из выражения

$$V_\tau = Q_\phi \cdot \tau_\tau. \quad (29)$$

Если известен объем капли $V_k = 1/6 \cdot \pi \cdot d_k^3$ и текущий объем распыленного топлива V_τ за время τ_τ , то текущее число образованных капель можно найти из выражения

$$n_\tau = V_\tau / V_k. \quad (30)$$

При известной величине площади поверхности одной капли $S_k = \pi \cdot d_k^2$, текущую поверхность раздробленной части струи, образованной за время τ_τ , определяют из выражении

$$S_\tau = n_\tau \cdot S_k. \quad (31)$$

Общая поверхность струи распыленной жидкости

$$S_o = V_o \cdot S_k / V_k = n_k \cdot S_k, \quad (32)$$

где V_o — полный объем в м³ распыленной жидкости, поданный через сопловое отверстие в камеру сгорания, прошедший путь от соплового отверстия до поверхности горючего; n_k — общее число капель в факеле.

Пример 4. Определить общую поверхность распыленного топлива и путь, пройденный факелом.

Массовое количество вытекающей из соплового отверстия азотной кислоты составляет 61 кг/ч, 0,017 кг/с.

Пусть за время, равное 0,01 с, из соплового отверстия вытекает 0,17 г азотной кислоты плотностью 1400 кг/м^3 . Диаметр соплового отверстия 1 мм. Объемное количество азотной кислоты, вытекающее через одну форсунку за 0,01 с, будет равно $0,12 \text{ см}^3$ ($0,17/1,4 = 0,12$), или 120 мм^3 .

При среднем диаметре капли в 700 мкм, или 0,7 мм ее объем составит $V_k = 1/6 \cdot 3,14 \cdot 0,7^3 = 0,18 \text{ мм}^3$, а количество капель n_k в объеме распыленного топлива будет равно 666 ($120/0,18$).

При площади поверхности одной капли $S_k = 3,14 \cdot 0,7^2 = 1,5 \text{ мм}^2$ общая поверхность распыленного топлива S_o составит 1000 мм^2 ($666 \cdot 1,5$).

При скорости вытекающей жидкости 18,7 м/с за время 0,01 с факел пройдет путь, равный $L_{\phi} = t \cdot v_{\text{ср}} = 0,01 \cdot 18,7 = 0,186 \text{ м}$.

В заключение следует отметить, что в представленной работе приведены физические характеристики топлив и окислителей, дана методика выбора диаметра соплового отверстия форсунки по перепаду давления и необходимому расходу жидкости с использованием номограммы.

Приведены расчетные формулы, позволяющие определять размеры распылителей, число форсунок, мелкость распыливания (средний диаметр капель), пройденный путь факела, величину его конуса, количество капель, общую поверхность распыленной жидкости. Даны примеры расчетов.

Библиографический список

1. Ракетные двигатели / М. Баррель [и др.]; перевод с англ. — М.: Гос. науч.-техн. изд-во Оборонгиз, 1962. — 800 с.

2. Справочник азотчика. — Изд. 2-е, перераб. / под ред. Мельникова Е.Я. — М.: Химия, 1987. — 464 с.

3. Алексеев, В.П. Физические основы процессов в камерах сгорания поршневых ДВС: учеб. пособие по курсу «Теория рабочих процессов комбинированных ДВС» / В.П. Алексеев, Д.Н. Вырубов. — М.: МВТУ им. Н.Э. Баумана, 1977 — 84 с.

4. Лышевский, А.С. Распыливание топлива в судовых дизелях / А.С. Лышевский. — Л.: Судостроение, 1971. — 200 с.

5. Левин, В.Г. Физико-техническая гидродинамика / В.Г. Левин. — М.: Физматгиз, 1959. — 699 с.

6. Кутовой, В.А. Распыливание топлива дизельными форсунками / В.А. Кутовой. — М.: Машиностроение, 1981. — 119 с.

7. Шалай, В.В. Экспериментальное и теоретическое исследование дальности струи газа поддува / В.В. Шалай [и др.] // Ракетно-космическая техника: науч.-техн. сб. — М.: ЦНТИ Поиск, 1982. - Сер. 7. Вып. 3. — С. 11-15.

ШАЛАЙ Виктор Владимирович, доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой «Транспорт и хранение нефти и газа, стандартизация и сертификация», ректор Омского государственного технического университета.

МАКУШЕВ Юрий Петрович, кандидат технических наук, доцент кафедры «Теплотехника и тепловые двигатели» Сибирской государственной автомобильно-дорожной академии.

Адрес для переписки: 644050, г. Омск, пр. Мира, 11.

Статья поступила в редакцию 24.12.2009 г.

© В. В. Шалай, Ю. П. Макушев

УДК 681.51(075)+533.665(075)

А. Б. ЯКОВЛЕВ

Омский государственный
технический университет

ОПРЕДЕЛЕНИЕ УРАВНЕНИЯ ДИНАМИКИ ЖИДКОСТНОЙ РАКЕТНОЙ ДВИГАТЕЛЬНОЙ УСТАНОВКИ

В статье рассматриваются статические и динамические характеристики жидкостной ракетной двигательной установки (ЖРДУ) с насосной системой подачи и автономным топливом для питания турбины. Получена система уравнений динамики, описывающая процессы, происходящие ЖРДУ по каналу управления тягой. Математическая модель позволяет провести анализ и выявить основные закономерности влияния входных величин на управляемую величину, путем подбора коэффициентов получить желаемый вид переходного процесса.

Ключевые слова: жидкостная ракетная двигательная установка, статическая характеристика, динамическая характеристика, регулирование тяги.

Современные жидкостные ракетные двигательные установки (ЖРДУ) — это прежде всего многорежимные, регулируемые в широком диапазоне, системы многократного использования. Но ЖРДУ это и сложная техническая система, которой присущи: большое число составляющих ее элементов, имеющих сложные связи между собой; наличие в своем

составе нескольких контуров управления; направленность всех воздействий системы на выполнение одной цели (полетной задачи); проявление своих свойств в динамике (динамическая система) [1].

Таким образом, ЖРДУ является динамическим комплексом, особенностью которого является динамический характер процессов, протекающих во всех

составляющих его элементах, т.е. составляющие его элементы сами по себе являются сложными динамическими звеньями. В связи с этим при проектировании ЖРДУ необходимо уметь анализировать ее динамические свойства, чтобы создавать отдельные узлы с заданными динамическими характеристиками, синтезировать систему автоматического регулирования (САР), избежать возникновения процессов, вызывающих потерю устойчивости. Важным является и выбор наиболее рационального варианта схемы ЖРДУ.

Главной целью работы является определение уравнения динамики ЖРДУ с насосной системой подачи и автономным топливом для питания турбины. Для выполнения указанной цели был применен системотехнический подход к анализу и синтезу состава сложных технических систем, который предполагает вначале рассмотрение сложных динамического комплекса как единого целого, установление цели и задач, возлагаемых на систему, влияния условий окружающей среды. Затем сложная система разбивается на конечное число составляющих ее элементов с четко выраженным их функциональным назначением, для которых определяются статические и динамические характеристики. Анализ статических и динамических свойств может быть успешно произведен только в случае, если достаточно полно известны физические процессы, протекающие в отдельных элементах. После уточнения характера внутренних связей между элементами возможно получить статическую и динамическую характеристики всей сложной технической системы.

В ходе выполнения работы были решены следующие основные задачи:

- произведен анализ возложенных на ЖРДУ задач и уточнены основные внешние воздействия;
- выполнена декомпозиция ЖРДУ до уровня основных агрегатов;
- произведен предварительный расчет ЖРДУ и ее элементов;
- получены статические характеристики (СХ) основных агрегатов и регулировочная характеристика ЖРДУ;
- определены динамические характеристики основных агрегатов двигателя и получена структурная схема ЖРДУ с учетом внутренних связей между элементами;
- составлено уравнение динамики ЖРДУ.

Основной задачей, возложенной на ЖРДУ как объект регулирования, является программное изменение регулируемой величины (например, давления в камере) во времени под действием командного сигнала (изменения положения дросселя регулятора тяги) при воздействии на систему возмущений (например, изменений давлений надува в баках компонентов) при условии сохранения неизменным заданного соотношения компонентов. В качестве основных элементов ЖРДУ приняты: камера сгорания, форсуночные головки компонентов топлива, тракта охлаждения камеры, магистрали компонентов, дроссель регулятора соотношения компонентов, насосы компонентов, турбина, газогенератор на унитарном топливе, магистраль газогенератора и дроссель регулятора тяги.

Для решения задачи по определению статических характеристик был выбран графоаналитический метод. Применение для анализа графиков позволяет наглядно убедиться в связях отдельных звеньев между собой и хорошо видеть перемещение рабочих точек по характеристикам [1]. Но такой способ обычно не

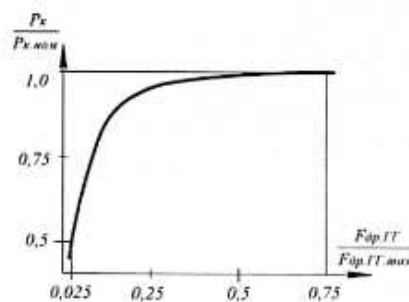


Рис. 1. Регулировочная характеристика ЖРДУ

обеспечивает требуемой точности, поэтому приходится решать эти уравнения аналитически, что, в свою очередь, требует применения современной вычислительной техники, так как большая часть уравнений нелинейна.

Статической характеристикой объекта регулирования (ЖРДУ) будет являться связь выходной величины (давления в камере сгорания p_c или соотношения компонентов топлива в камере k_m) с входными величинами, т.е. управляющими воздействиями и внешними возмущениями. Эта характеристика называется еще регулировочной, если она связывает выходную величину — давление в камере с входной командной величиной — положением регулирующего органа. Получение ее необходимо, когда требуется изменение режима работы двигателя в достаточно широких пределах. Для того чтобы изменить тягу P необходимо знать связь между положением регулирующего органа ЖРДУ (или, например, проходной площадью дросселя на магистрали подачи компонента топлива в газогенератор $F_{гр.ГТ}$) и величиной, определяющей режим ее работы, т.е. величиной давления в камере. Такую связь и обеспечивает регулировочная характеристика.

В результате расчетов были получены СХ основных агрегатов ЖРДУ, а также регулировочная характеристика самой двигательной установки с насосной системой подачи и автономным топливом для питания турбины, примерный вид которой показан на рис. 1. СХ ЖРДУ могут быть построены и для выявления других связей, например, связи изменения соотношения компонентов топлива в камере с изменением положения дросселя магистрали подачи компонента топлива в газогенератор или изменения давления в камере с воздействием на объект регулирования различных возмущений, как внешних, так и внутренних [2].

Изучению динамических свойств ЖРДУ предшествует изучение динамических свойств ее отдельных составляющих элементов и характера внутренних связей между ними. Динамические характеристики звена связывают изменение выходной величины во времени при определенном законе изменения входной величины. Описание динамических характеристик звена требует применения дифференциальных уравнений, а системы звеньев — системы дифференциальных уравнений.

Основная цель динамического расчета — изучение динамических свойств ЖРДУ как объекта регулирования (ОР), выявление характера изменения регулируемой величины во времени при воздействии на ЖРДУ сигналов со стороны регулятора или внешних возмущений. Динамические характеристики ЖРДУ в целом дают возможность оценить изменения основных регулируемых величин (тяги и соотноше-

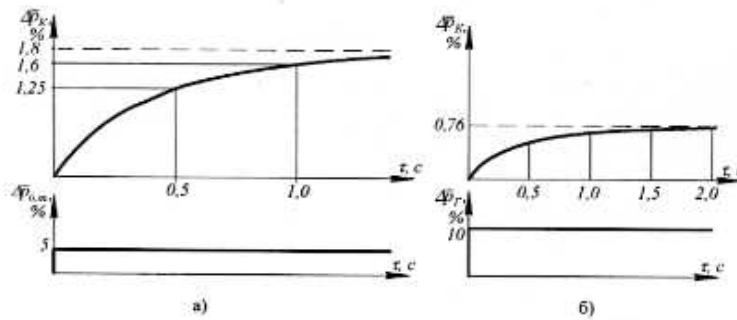


Рис. 2. Возможные виды переходных процессов:
а) от возмущения в баке унитарного топлива; б) от возмущения в баке горючего

ния компонентов топлива) во времени при изменении входных параметров. Основной динамической характеристикой ЖРДУ как ОР является динамическая характеристика прямого канала управления — от точки приложения регулирующего воздействия на объект до регулируемой величины.

Для определения свойств ЖРДУ как объекта регулирования в целом необходимо было найти ее уравнение динамики как элемента САУ, т.е. построить ее динамическую модель. При известных динамических свойствах отдельных элементов ЖРДУ задача сводится к совместному решению исходных уравнений динамики всех составляющих ее элементов [3].

Система линеаризованных уравнений динамики, характеризующая движение ОР:

1. Камера сгорания (КС) ЖРДУ:

$$(T_1 p + 1) \Delta \bar{p}_x = e^{-\tau_{\text{ин}} s} (K_1 \Delta \bar{m}_O + K_2 \Delta \bar{m}_F).$$

2. Форсуночная головка камеры:

$$\Delta \bar{m}_O = K_3 \Delta \bar{p}_{\phi O} - K_4 \Delta \bar{p}_x; \Delta \bar{m}_F = K_5 \Delta \bar{p}_{\phi F} - K_6 \Delta \bar{p}_x.$$

3. Трубопроводы и тракт охлаждения:

$$\Delta \bar{p}_{\phi O} = K_7 \Delta \bar{p}_{nO} - (T_2 p + 1) K_8 \Delta \bar{m}_O;$$

$$\Delta \bar{p}_{\phi F} = K_9 \Delta \bar{p}_{nF} - (T_3 p + 1) K_{10} \Delta \bar{m}_F.$$

4. Напорные характеристики насосов:

$$\Delta \bar{p}_{nO} = K_{11} \Delta \bar{p} - K_{12} \Delta \bar{m}_O + K_{13} \Delta \bar{p}_{nO};$$

$$\Delta \bar{p}_{nF} = K_{14} \Delta \bar{p} - K_{15} \Delta \bar{m}_F + K_{16} \Delta \bar{p}_F.$$

5. Роторная часть турбонасосного агрегата:

$$(T_4 p + 1) \Delta \bar{p} = K_{17} \Delta \bar{p}_T - K_{18} \Delta \bar{m}_O - K_{19} \Delta \bar{p}_{nO} +$$

$$+ K_{20} \Delta \bar{p}_O - K_{21} \Delta \bar{m}_F - K_{22} \Delta \bar{p}_{nF} + K_{23} \Delta \bar{p}_F.$$

6. Камера разложения газогенератора (ГГ):

$$(T_5 p + 1) \Delta \bar{p}_T = e^{-\tau_{\text{ин}} s} \Delta \bar{m}_{\text{ГГ}}.$$

7. Форсуночная головка газогенератора с пакетом катализатора

$$\Delta \bar{m}_{\text{ГГ}} = K_{24} \Delta \bar{p}_{\phi \text{ГГ}} - K_{25} \Delta \bar{p}_T.$$

8. Управляющий элемент

$$\Delta \bar{p}_{\phi \text{ГГ}} = K_{26} \Delta \bar{p}_{\text{Б.Г}} - K_{27} \Delta \bar{m}_{\text{ГГ}} + K_{28} \Delta \bar{F}_{\text{гр}}.$$

Здесь $\Delta \bar{x}$ — безразмерные отклонения величин, $\Delta \bar{x} = \Delta x / x_{\text{ном}}$; T_i, K_j — постоянные времени и коэффициенты передачи элементов; \bar{m}_O, \bar{m}_F — расходы окислителя (О) и горючего (Г); $p_{\phi O}, p_{\phi F}$ — давление перед форсунками О и Г; p_{nO}, p_{nF} — давление за насосами О и Г; p_O, p_F — давление на входе в насосы О и Г; n — число оборотов турбонасосного агрегата (ТНА); p_T — полное давление перед турбиной ТНА; $\bar{m}_{\text{ГГ}}$ — расход автономного топлива в газогенератор (ГГ); $p_{\phi \text{ГГ}}$ — давление перед форсунками ГГ; $p_{\text{Б.Г}}$ — давление в баке компонента для питания ГГ (автономного топлива); $\bar{F}_{\text{гр}}$ — площадь дросселя регулятора тяги на магистрали компонента для питания ГГ.

Уравнения динамики элементов ЖРДУ были получены при следующих основных допущениях: жидкость несжимаема, сплошность среды не нарушается, стенки конструкций абсолютно жесткие, параметры магистралей сосредоточенные. Линеаризация исходных уравнений производилась в областях вблизи точек расчетных режимов работы путем разложения в ряд Фурье.

В рассматриваемом ЖРДУ регулируемая величина — давление в КС $\Delta \bar{p}_x$. Основной входной величиной является регулирующее воздействие $\Delta \bar{F}_{\text{гр}}$, а возмущающими величинами, действующими на ЖРДУ, будут давления на входе в насосы $\Delta \bar{p}_O, \Delta \bar{p}_F$ и давление в баке компонента для питания ГГ $\Delta \bar{p}_{\text{Б.Г}}$. По уравнениям динамики звеньев были составлены структурные схемы отдельных агрегатов, а затем получена структурная схема всей ЖРДУ. Структурная схема дает представление о свойствах каждого из ее элементов и восстанавливает полную картину внутренних связей между ними.

Полученная динамическая модель ЖРДУ позволяет получать возможные виды переходных процессов при приложении на вход регулирующих и возмущающих сигналов с учетом сделанных допущений. При использовании ЭВМ не составляет большого труда проведение вариаций коэффициентами уравнений звеньев при решении задач синтеза необходимого вида переходных процессов и их временных показателей, коррекции характеристик элементов ЖРДУ с целью обеспечения требуемых динамических качеств.

Методика получения динамической характеристики ЖРДУ с насосной системой подачи и автономным топливом для питания турбины была реализована в программном пакете Maple, что позволяет проводить подбор оптимального соотношения параметров двигателя в режиме реального времени, получая наглядные результаты.

В качестве примера приведем два случая переходных процессов для ЖРДУ, являющейся прототипом РД-214, под действием возмущающих сигналов — изменения давления в баке унитарного топлива $\Delta p_{б.т}$ (рис. 2а) и изменения давления в баке горючего (изменения давления на входе в насос горючего) $\Delta p_{г.н}$ (рис. 2б), полагая остальные входные величины равными нулю и отсутствие регулятора. Можно проследить изменение выходной величины Δp_x во времени, наблюдая характер переходного процесса, установившееся значение выходной величины и временные показатели качества переходного процесса. Хорошо видно, что возмущения в баке унитарного топлива более существенно сказываются на отклонение выходной величины. Информация о переходных процессах может служить для постановки задачи разработки замкнутой САР, например, компенсирующей (устраняющей) переходные процессы, вызванные возмущениями.

Библиографический список

1. Основы теории автоматического управления ракетных двигательных установок / А. И. Бабкин [и др.]. — М.: Машиностроение, 1986. — 456 с.
2. Яковлев, А.Б. Уравнение динамики двигательной установки / А.Б. Яковлев. — Омск: Изд-во ОмГТУ, 1999. — 88 с.
3. Яковлев, А.Б. Методика расчета динамической характеристики ЖРДУ / А. Б. Яковлев, Д. А. Дундуков, А. А. Личман // Динамика систем, механизмов и машин: матер. VII Междунар. науч.-техн. конф. — Омск, 2009. — Кн. 2. — С. 206—211.

ЯКОВЛЕВ Алексей Борисович, кандидат технических наук, доцент кафедры «Авиа- и ракетостроение». Адрес для переписки: e-mail: yakovlev@omgtu.ru

Статья поступила в редакцию 21.12.2009 г.
© А. Б. Яковлев

УДК 533.6.011.5 : 621.565.83

А. С. НОСКОВ
А. В. ЛОВЦОВ
А. В. ХАИТ

Уральский государственный
технический университет — УПИ
им. первого Президента России
Б. Н. Ельцина, г. Екатеринбург

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ СТРУКТУРЫ ГАЗОВОГО ПОТОКА В ЗАКРУЧИВАЮЩЕМ АППАРАТЕ ВИХРЕВОЙ ТРУБЫ

Проведено математическое моделирование газового потока в закручивающем аппарате вихревой трубы. С целью увеличения энергетических показателей вихревой трубы предложена новая конструкция закручивающего аппарата.

Ключевые слова: вихревая труба, закручивающий аппарат, свободный вихрь.

Во многих современных технических системах встает необходимость применения холодильной техники. Стандартным решением в этой области являются парокомпрессионные холодильные машины. Работа таких аппаратов основывается на теплоэнергетических циклах хладагентов. Типичными представителями данной группы веществ являются фреон и аммиак, обладающие повышенной текучестью. В связи с этим производители холодильных машин устанавливают нормативные значения утечек хладагентов, обычно они составляют около 6—8 % в год. В 1980 г. с выяснением того, что отдельные вещества разрушают озоновые слои и влияют на повышение температуры атмосферы земного шара, хладагенты стали объектами ограниченного применения [1].

В качестве одной из возможных альтернатив парокомпрессионным машинам можно рассматривать холодильные установки на базе вихревой трубы. Вихревая труба представляет собой цилиндрическую или коническую трубу, к одному краю которой тан-

генциально подводится сжатый воздух (рис. 1), вследствие чего в камере энергоразделения формируется свободный вихрь. В образовавшемся вихревом потоке газа возникает эффект энергоразделения Ранка-Хилша, в результате которого центральная часть вихря охлаждается, а периферийная нагревается [2].

Конструкция вихревой трубы является простой, лишенной подвижных частей. Для функционирования вихревой трубы необходимо обеспечить лишь подвод сжатого газа. Необходимое входное давление газа может колебаться от 0,05 до десятков МПа.

Использование вихревых труб позволяет полностью уйти от применения каких-либо хладагентов, а также придает новые качества технологическим системам, такие как быстроедействие, мобильность, компактность, предельная простота изготовления и эксплуатации.

В настоящее время одним из немногих недостатков вихревой трубы является ее относительно низкий КПД, не позволяющий в достаточной степени

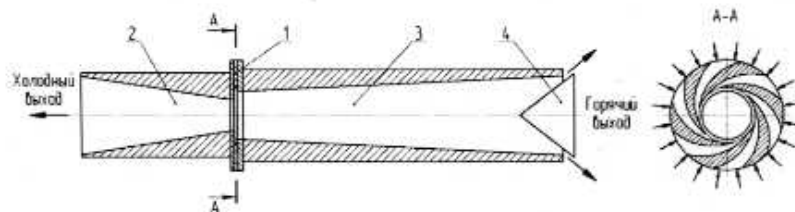


Рис. 1. Принципиальная схема вихревой трубы
1 — сопловой ввод; 2 — диффузор холодного конца; 3 — вихревая камера энергоразделения;
4 — дроссель для регулирования расхода горячего газа

конкурировать с парокompрессионными машинами. Но следует заметить, что процессы, происходящие в камере энергоразделения, на сегодняшний день являются малоизученными. Существует достаточно большое количество теорий, посвященных процессу формирования вихря и процессу энергообмена, возникающего в вихревых трубах. Однако ни одна из них не является законченной и содержит большое количество внутренних противоречий [3].

На интенсивность энергообмена влияют две важнейшие характеристики вихревого потока: его степень турбулизации, которая определяется скоростями течения газа и размерами самой вихревой трубы, и значение поперечного градиента давления вблизи зоны энергообмена. На оба этих параметра существенно влияет способ создания вихря в камере энергообмена.

Закрученные течения формируют с помощью одного из трех методов: тангенциального подвода газа; использования механических закручивающих устройств (направляющих закручивающих лопаток, винтов, шнеков и т. п.); интенсивного вращения корпусных элементов каналов (вращающихся труб).

В данной статье представлены результаты математического моделирования газового потока в тангенциальном сопловом вводе с шестью криволинейными входными каналами прямоугольной формы (рис. 1).

В основе поставленной математической модели течения сжимаемой вязкой жидкости лежат нелиней-

ные уравнения Навье-Стокса, усредненные по методу Рейнольдса. В качестве модели турбулентности была выбрана стандартная $k-\epsilon$.

На рис. 2 представлено расчетное поле скоростей в среднем сечении соплового ввода. Можно заметить, что после выхода потока газа из сужающегося канала, происходит переход скорости течения в сверхзвуковую область. Но при подходе к очередному сопловому каналу, сверхзвуковой поток газа встречается с дозвуковым, вследствие чего происходит образование скачков уплотнения. Данные скачки уплотнения приводят к увеличению потерь энергии газового потока, а также вносят дополнительную неравномерность в структуру течения. В результате возможно ухудшение энергетических показателей вихревой трубы в целом.

Для оценки эффективности закручивающего аппарата будем пользоваться расчетной величиной изэнтропного КПД, который выражается отношением разностей энтальпий в идеальном и реальном процессе течения газа.

$$\eta = \frac{i_1 - i_2}{i_1^u - i_2^u}, \quad (1)$$

где i_1, i_2 — энтальпии газа на входе и выходе из соплового ввода в реальном процессе течения; i_1^u, i_2^u — энтальпии газа в начале и в конце идеального адиабатического расширения газа.

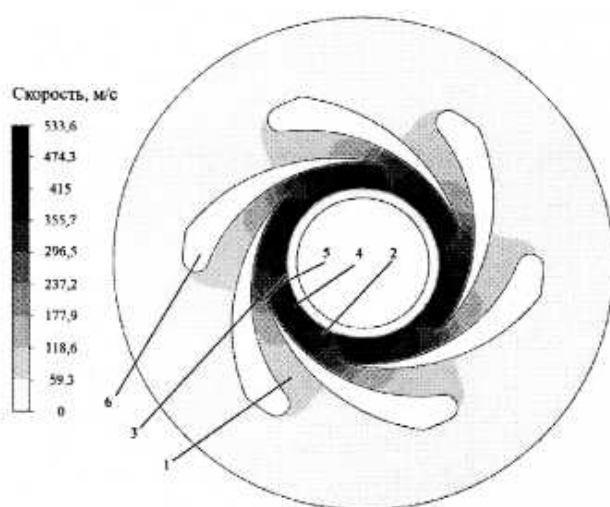


Рис. 2. Поле скоростей в среднем сечении соплового ввода
1 — сужающийся сопловой канал;
2 — цилиндрическая камера энергоразделения;
3 — дозвуковая область течения;
4 — сверхзвуковая область течения;
5 — скачок уплотнения; 6 — направляющая лопатка

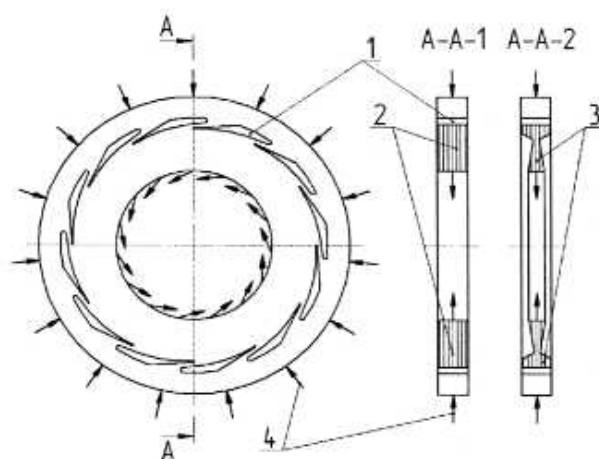


Рис. 3. Сопловой ввод с эффектом самозакрутки потока:
1 — направляющая лопатка;
2 — цилиндрическая проточная часть;
3 — проточная часть в виде сопла Лаваля;
4 — направление движения газа

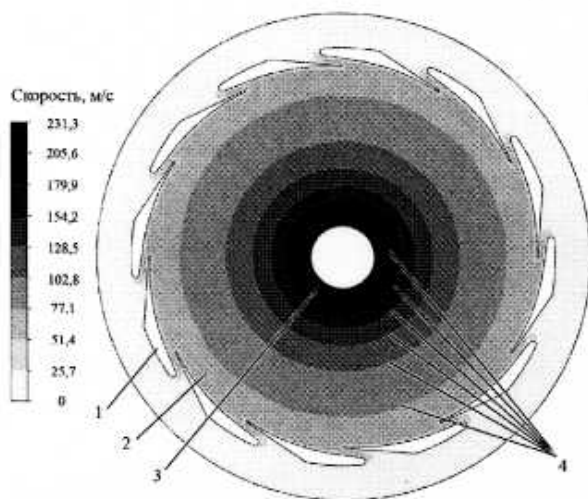


Рис. 4. Поле скоростей в среднем сечении закручивающего аппарата при дозвуковом режиме течения:
1 — направляющая лопатка;
2 — область дозвуковых скоростей;
3 — область околосвуковых скоростей;
4 — цилиндрические поверхности равных скоростей

В соответствии с приведенной зависимостью (1) расчетный изоэнтропный КПД рассматриваемого соплового ввода (рис. 2) составит 82,6 %.

Для увеличения расчетного изоэнтропного КПД необходимо прежде всего избавиться от возникающих скачков уплотнения. Рассмотрим конструкцию соплового ввода, изображенную на рис. 3, сечение А-А-1. Принцип действия данного закручивающего аппарата заключается в следующем. Сжатый воздух проходит через ряд сопловых каналов, которые задают ему вращательную составляющую скорости. Однако, в отличие от предыдущей конструкции, скорость газового потока на выходе из сопловых каналов оказывается дозвуковой.

В результате происходит образование свободного вихря. К одному из важнейших свойств такого рода течения можно отнести увеличение тангенциальной составляющей скорости потока при движении вращающегося газа от периферии к центру обратно пропорционально радиусу вращения. Радиальная скорость при этом будет определяться только площадью проходного сечения и массовым расходом. Таким образом, переход течения газа в сверхзвуковую область должен произойти равномерно уже в свободном вихре, что исключает образование скачков уплотнения.

На рис. 4 представлено расчетное поле скоростей в закручивающем аппарате рассмотренного типа для полностью дозвукового течения. Отчетливо видно равномерное увеличение скорости потока при движении газа от периферии к центру.

Но при увеличении скорости течения воздуха, сечение перехода скоростей в сверхзвуковую область не устанавливается, что приводит к возникновению нестационарного, пульсирующего течения (рис. 5). Расчетный изоэнтропный КПД для рассматриваемого соплового ввода равен 80,8 %, что ниже по сравнению с сопловым вводом, изображенным на рис. 2.

Известно, что скорость звука устанавливается в наиболее узком сечении проточной части. На рис. 3 в сечении А-А-2 представлена конструкция соплового ввода с переменной площадью проходного сечения. Расчетное поле скоростей для данного закручивающего аппарата представлено на рис. 6. Видно, что

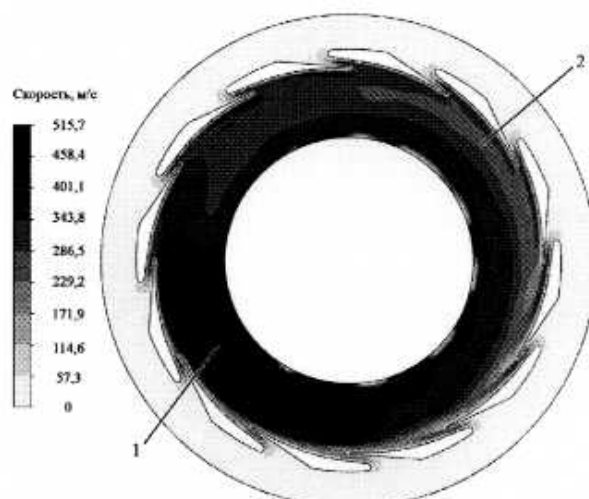


Рис. 5. Поле скоростей в среднем сечении закручивающего аппарата при сверхзвуковом режиме течения:
1 — область сверхзвуковых скоростей;
2 — область околосвуковых скоростей

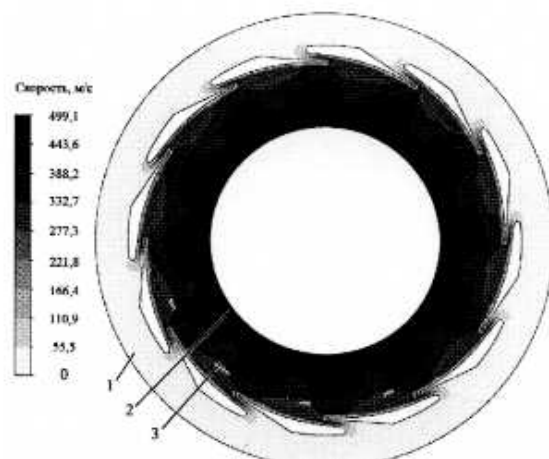


Рис. 6. Поле скоростей в среднем сечении закручивающего аппарата с переменной площадью проходного сечения при сверхзвуковом режиме течения:
1 — область дозвуковых скоростей;
2 — область сверхзвуковых скоростей;
3 — поверхность перехода на сверхзвуковую скорость

переход через скорость звука происходит равномерно, без образования скачков уплотнения. Расчетный изоэнтропный КПД данного закручивающего аппарата наиболее высокий из всех рассмотренных и равен 85,6 %.

Таким образом, применение предложенной конструкции закручивающего аппарата позволяет избавиться от скачков уплотнения, вносящих неравномерность в вихревой поток газа и, тем самым, увеличить расчетный изоэнтропный КПД соплового ввода. Так как способ создания вихревого течения газа значительно влияет на процесс энергоразделения, можно прогнозировать улучшение энергоэффективности вихревой трубы в целом. Для экспериментального определения КПД вихревой трубы, с учетом внесенных изменений в конструкцию соплового ввода, в дальнейшем будут проведены дополнительные исследования. Главным результатом увеличения КПД вихревой трубы является расширение ее области конкурентоспособного применения по отношению к парокompрессионным холодильным машинам.

1. Бабкин, В.С. Альтернативные хладагенты и сервис холодильных систем на их основе / В.С. Бабкин, В.И. Стефанчук, Е.Е. Ковтунов. — М.: Колос, 2000. — 160 с.
2. Меркулов, А.П. Вихревой эффект и его применение в технике / А.П. Меркулов. — М.: Машиностроение, 1969. — 184 с.
3. Пиралишвили, Ш.А. Вихревой эффект. Эксперимент, теория, технические решения / Ш.А. Пиралишвили, В.М. Поляев, М.Н. Сергеев. — М.: Учебно-научный производственный центр «Энергомаш», 2000. — 414 с.

НОСКОВ Александр Семёнович, доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой гидравлики

Уральского государственного технического университета — УПИ им. первого Президента России Б. Н. Ельцина.

ЛОВЦОВ Александр Викторович, главный конструктор ООО «КБ "ЧКЗ-ЮГСОН"».

ХАИТ Анатолий Вильич, аспирант кафедры гидравлики, Уральского государственного технического университета — УПИ им. первого Президента России Б. Н. Ельцина.

Адрес для переписки: e-mail: chgz-yugson@mail.ru, hait@mail.ru

Статья поступила в редакцию 02.11.2009 г.

© А. С. Носков, А. В. Ловцов, А. В. Хаит

УДК 621. 06: 62-83

В. Ф. ЕГОРОВ

Сибирский государственный
индустриальный университет,
г. Новокузнецк

ДИНАМИЧЕСКИЕ РЕЖИМЫ ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКИХ СИСТЕМ ЦИКЛИЧЕСКОГО ДЕЙСТВИЯ

Излагаются основы оптимизации переходных процессов пуска и торможения, если не возникает необходимости ограничения двигателя по перегрузочной способности, при законах изменения пускового и тормозного моментов, близких к постоянному значению или трапецеидальному для инженерно-технических работников, занимающихся разработкой оборудования промышленных предприятий.

Ключевые слова: циклический режим, переходный процесс, симметричный скоростной режим.

Быстродействие механических систем, рентабельность, надежность и бесперебойность работы в значительной мере зависят от условий использования электрооборудования и в первую очередь его силовых элементов. На сегодня электропривод является основным потребителем поставляемой предприятиям электрической энергии и источником механической. Процесс преобразования энергии сопровождается частичной потерей мощности, которые могут быть значительно уменьшены при регулировании величины и характера изменения нагрузок. Основная часть грузоподъемных машин, оборудования прокатных, доменных, сталеплавильных цехов и др. работает в циклическом режиме. Решающее влияние на условия их эксплуатации оказывают динамические нагрузки в периоды пуска и торможения. Повышение интенсивности динамических режимов вызывает рост тепловых потерь и необходимость увеличения мощности двигателя. Проявляется тенденция опережающего роста энергетических затрат при незначительном увеличении быстродействия привода. Снижение темпа пуска и торможения приводит к увеличению времени отработки угла перемещения и общей длительности цикла. Следовательно, для каждого технологического режима может быть подобран оптимальный вариант условий взаимодействия двигателя. Несмотря на проводившиеся исследования [1–3], проблема взаимосвязи пусковых и тормозных пери-

одов не получила широкого развития. С повышением интенсивности эксплуатации оборудования, совершенствованием электроприводов, существенным увеличением их перегрузочной способности стало возможным форсирование пусковых режимов при значительной статической нагрузке. Выясним, как влияет соотношение между пусковым и тормозным моментами, иными словами, длительностью периодов пуска и торможения, на условия эксплуатации двигателя.

Допустим, что во время переходных процессов момент двигателя изменяется скачком, тогда для механизмов, имеющих участки движения с установившейся скоростью (рис. 1), эквивалентный момент нагрузки будет равен

$$M_y = \sqrt{\frac{M_n^2 t_n + M_m^2 t_m + M_n^2 t_y}{\alpha(t_n + t_m) + t_y}}, \quad (1)$$

где M_n , M_m — пусковой и тормозной моменты двигателя;

M_y — момент нагрузки в период установившегося движения;

t_n , t_m , t_y — длительности периодов пуска, торможения и установившегося движения;

α — коэффициент, учитывающий ухудшение условий охлаждения двигателя при снижении скорости движения.

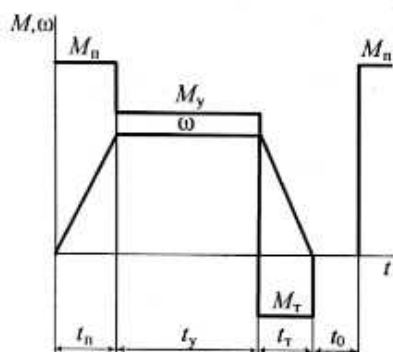


Рис. 1. Нагрузочная диаграмма и график скорости при ступенчатом изменении момента двигателя

Введем относительные величины, принимая за базовое значение переменных номинальный момент двигателя M_n :

$$\psi_n = M_n/M_n; \quad \psi_y = M_y/M_n; \quad \psi_\tau = M_\tau/M_n.$$

Тогда при соответствии эквивалентного момента номинальному $M_n = M_n$, уравнение (1) примет вид

$$1 = \sqrt{\frac{\psi_n t_n + \psi_y^2 t_y + \psi_\tau^2 t_\tau}{\alpha(t_n + t_m) + t_y}}. \quad (2)$$

Учитывая, что общий угол перемещения ϕ равен сумме углов, за периоды пуска ϕ_n , установившегося движения ϕ_y и торможения ϕ_τ , при необходимости его сохранения время установившегося движения составит

$$t_y = \phi_y/\omega_n = \phi/\omega_n - (t_n/2 + t_\tau/2), \quad (3)$$

ω_n — номинальная скорость двигателя.

Произведем согласно (3) подстановку значения времени t_y в выражение (2) и, освободившись от радикала, получим

$$(2\alpha + \psi_y^2 - 1)T = (\psi_y^2 - 1)\phi/\omega_n + \psi_n^2 t_n + \psi_\tau^2 t_\tau, \quad (4)$$

где $T = (t_n + t_\tau)/2$ — полупериод переходных процессов.

Если в периоды пуска и торможения моменты статической нагрузки $M_c = \psi_c M_n$ и приведенный момент инерции J остаются постоянными по величине, то в соответствии с уравнениями движения электропривода имеем

$$\psi_n = T_n/t_n + \psi_c; \quad \psi_\tau = T_n/t_\tau - \psi_c, \quad (5)$$

где $T_n = J\omega_n/M_n = j\omega_n$ — электромеханическая постоянная.

Рассматривая совместно зависимости (4) и (5), исключим из них время t_m

$$\begin{aligned} (2(\alpha - \psi_c^2) + \psi_y^2 - 1)T = \\ = (\psi_y^2 - 1)\phi/\psi_n + T_n^2/t_n + T_n^2/(2T - t_n). \end{aligned} \quad (6)$$

Уравнение (6) устанавливает функциональную связь в неявном виде между длительностью переходных процессов, выраженной через полупериод T , и временем пуска t_n .

Минимальная продолжительность переходных процессов достигается при симметричных скоростных режимах — равенстве длительностей пускового и тормозного периодов. Аналогичный результат полу-

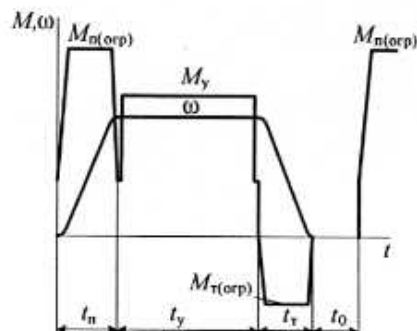


Рис. 2. Нагрузочная диаграмма и график скорости с линейным нарастанием и спадом пускового и тормозного моментов двигателя

чен для двухпериодного графика движения, включающего только периоды пуска и торможения.

Время пуска и торможения для данных условий определяются соотношениями:

при трехпериодной диаграмме движения

$$t_n = t_m = (\sqrt{4T_n^2 L + C^2} + C)/L, \quad (7)$$

где $L = 4(\alpha - \psi_c^2) + 2(\psi_y^2 - 1)$; $C = (\psi_y^2 - 1)\phi/\omega$;

при двухпериодной диаграмме (пуск — торможение)

$$t_n = t_m = \sqrt{\frac{j^2 \phi^2}{(\alpha - \psi_c^2)}}. \quad (8)$$

Процесс отработки больших заданий скорости на стадии пуска и торможения обычно включает три участка [4]: нарастание момента двигателя — режим ограничения — выход из режима ограничения и спад момента до величины M_c . При этом диаграммы моментов переходных процессов формируют приближающимися к виду (рис. 2).

Чтобы выявить отличия принимаемых расчетных диаграмм (рис. 1) и (рис. 2), рассчитаем время переходных процессов с учетом данных положений.

Исходные данные: $\psi_y = 1$; $\psi_c = 0,3$; $T_n = 0,2$ с; $\phi/\omega_n = 1$ с; $\omega_n = 50$ рад/с; $t_0 = 1$ с; $k_1 = 15$ с⁻¹; $k_2 = 30$ с⁻¹; $\alpha = 0,75$.

Здесь k_1, k_2 — угловые коэффициенты участков нарастания «1» и спада «2» моментов, принятые по модулю для диаграммы, выраженной в относительных единицах.

Разобьем дополнительно периоды пуска t_n и торможения t_m согласно с изменениями момента двигателя на три участка: t_{1n}, t_{1m} — период нарастания момента; t_{2n}, t_{2m} — период ограничения; t_{3n}, t_{3m} — период спада момента. Каждый из них свяжем с соответствующей системой отсчета $0t_i$.

Рассмотрим сначала переходные процессы при $M_c = 0$.

Период пуска.

Скорость движения при нарастании момента двигателя

$$\omega_{1n} = k_1 t_{1n}^2 / 2j.$$

Значение скорости в конце участка

$$\omega_{1n} = \psi_{gn(орп)}^2 / 2jk_1.$$

$\psi_{gn(орп)}$ — кратность динамического момента нагрузки в режиме ограничения.

Второй участок

$$\omega_{2n} = \omega_{1n} + \psi_{gn(orp)} t_{2n} / j.$$

Значение скорости в конце участка

$$\omega_{2n} = \omega_{1n} + \psi_{gn(orp)} t_{2n} / j.$$

Третий участок

Текущее значение скорости

$$\omega_{3n} = \omega_{2n} + (\psi_{gn(orp)} t_{3n} - k_2 t_{3n}^2 / 2) / j.$$

Скорость в конце третьего участка

$$\omega_{3n} = \omega_{2n} + \psi_{gn(orp)}^2 / 2 j k_2.$$

Принимая во внимание, что значение скорости ω_{3n} соответствует скорости установившегося движения ω_n , найдем длительность второго участка

$$t_{2n} = \frac{2T_n - \psi_{gn(orp)}^2 \Delta}{2\psi_{gn(orp)}},$$

$$\text{где } \Delta = \frac{k_1 + k_2}{k_1 k_2}.$$

Угол отработки за время пуска

$$\varphi_n = \frac{\omega_n}{T_n} \left(\frac{\psi_{gn(orp)}^3}{6k_1^2} + \frac{\psi_{gn(orp)}^2}{2k_1} t_{2n} + \frac{\psi_{gn(orp)} t_{2n}^2}{2} + \frac{\psi_{gn(orp)}^3}{2k_1 k_2} + \frac{\psi_{gn(orp)}^2}{k_2} t_{2n} + \frac{\psi_{gn(orp)} t_{2n}^2}{3k_2^2} \right).$$

Период торможения.

Угловые коэффициенты наклонных участков k_1, k_2 примем равными соответствующим коэффициентам пусковой диаграммы.

Так как началу переходного процесса соответствует установившийся режим, изменение скорости на первом участке составит

$$\omega_{1r} = \omega_n - k_1 t_{1r}^2 / 2 j,$$

в конце участка

$$\omega_{1n} = \omega_n - \psi_{gn(orp)}^2 / 2 j k_1.$$

На втором участке

$$\omega_{2n} = \omega_{1n} - \psi_{gn(orp)} t_{2n} / j,$$

$$\omega_{2n} = \omega_{1n} - \psi_{gn(orp)} t_{2n} / j.$$

На третьем участке

$$\omega_{3n} = \omega_{2n} - (\psi_{gn(orp)} t_{3n} - k_2 t_{3n}^2 / 2) / j,$$

$$\omega_{3n} = \omega_{2n} - \psi_{gn(orp)}^2 / 2 j k_2.$$

Учитывая, что $\omega_{3n} = 0$, найдем длительность второго участка

$$t_{2n} = \frac{2T_n - \psi_{gn(orp)}^2 \Delta}{2\psi_{gn(orp)}}.$$

Угол отработки двигателя за время торможения

$$\varphi_n = \omega_n \left(\frac{T_n}{\psi_{gn(orp)}} + \frac{\Delta}{2} \psi_{gn(orp)} - \frac{1}{T_n} \left(\frac{\psi_{gn(orp)}^3}{6k_1^2} + \frac{\psi_{gn(orp)}^2}{2k_1} t_{2n} + \frac{\psi_{gn(orp)} t_{2n}^2}{2} + \frac{\psi_{gn(orp)}^3}{2k_1 k_2} + \frac{\psi_{gn(orp)}^2}{k_2} t_{2n} + \frac{\psi_{gn(orp)} t_{2n}^2}{3k_2^2} \right) \right).$$

Полагаем, что прикладываемая статическая нагрузка приводит к аналогичному изменению момента двигателя и не оказывает влияния на продолжительность переходного процесса. Соответственно эквивалентный момент нагрузки составит

$$\psi_{\Sigma} = \sqrt{\frac{(\psi_{gn(orp)} + \psi_c)^2 (\psi_{gn(orp)} \Delta / 3 + t_{2n})}{\alpha (\psi_{gn(orp)} \Delta / 3 + t_{2n})}} \rightarrow \frac{\psi_y^2 t_y + (\psi_{gn(orp)} - \psi_c)^2 (\psi_{gn(orp)} \Delta / 3 + t_{2n})}{\psi_{gn(orp)} \Delta / 3 + t_{2n} + t_y}.$$

Если $t_{2n} = t_{2m}$, то $\psi_{gn(orp)} = \psi_{gm(orp)}$ (примем для них общее обозначение ψ_g), тогда $\varphi_n + \varphi_m = \omega_n (T_n / \psi_g + \psi_g \Delta / 2)$, $t_y = \varphi / \omega_n - (T_n / \psi_g + \psi_g \Delta / 2)$, $t_n = t_m = (T_n / \psi_g + \psi_g \Delta / 2)$.

При полном использовании двигателя по нагреву ($\psi_{\Sigma} = 1$) находим

$$\psi_g^4 - b\psi_g^2 - c\psi_g + d = 0,$$

$$\text{где } b = \frac{1}{2} \left(\frac{12T_n}{\Delta} + 3 - 3\psi_y^2 - 2\psi_c^2 - 6\alpha \right); \quad c = \frac{3}{\Delta} (\psi_y^2 - 1) \frac{\varphi}{\omega_n};$$

$$d = \frac{3}{\Delta} (2(\alpha - \psi_c^2) + \psi_y^2 - 1) T_n.$$

В случае $\psi_y = 1$ расчетное уравнение преобразуется в биквадратное.

Искомое решение будет $\psi_g = 0,95$; $t_n = t_m = 0,258$ с; $t_y = 0,742$ с; $t_n = 1,258$ с; $t_{n1} = 2,258$ с; $ПВ_1 = t_n / t_{n1} \times 100\% = 57,7\%$; $\psi_n = \psi_g + \psi_c = 0,95 + 0,3 = 1,25$; $\psi_m = \psi_g - \psi_c = 0,95 - 0,3 = 0,65$; мощность двигателя P_1 , где t_{n1}, t_n — общее и машинное время цикла.

Рассчитаем рабочий режим при кратности динамических моментов $\psi_{gn(orp)} = \psi_{gm(orp)} = \psi_g = 1,5$. Производя вычисления, находим $t_n = t_m = 0,208$ с; $t_y = 0,792$ с; $t_n = 1,208$ с; $t_{n2} = 2,208$ с; $ПВ_2 = 54,7\%$; $\psi_n = \psi_g + \psi_c = 1,5 + 0,3 / 1,181,754$; $\psi_m = \psi_g - \psi_c = 1,5 - 0,3 / 1,18 = 1,246$; необходимая мощность двигателя составляет $P_2 = 1,18 P_1$.

Приведем полученное значение мощности P_2 к $ПВ_1$

$$P_{2(ПВ1)} = P_2 \sqrt{\frac{ПВ_2}{ПВ_1}} = 1,18 P_1 \sqrt{\frac{54,7}{55,7}} = 1,17 P_1.$$

Как видно из представленного решения, при равном быстродействии привода ($t_{n2} = t_{n1}$) необходимая мощность двигателя увеличилась на 17%.

Приведем мощность двигателя $P_{2(ПВ1)}$ к значению мощности P_1

$$P_{2(ПВ1)} = P_1 \sqrt{\frac{ПВ_1}{ПВ_{np}}}.$$

Принимая во внимание, что $P_{2(ПВ1)} = 1,17 P_1$, находим

$$ПВ_{np} = ПВ_1 / 1,17^2 = 55,7 / 1,17^2 = 40,7\%$$

$$\text{или } t_{nnp} = 1,17^2 t_{n1} = 1,17^2 2,258 = 3,091 \text{ с.}$$

Т. е. при сохранении мощности привода время цикла по сравнению с первым вариантом увеличится на 37 %.

Согласно нагрузочной диаграмме (рис. 1) при оптимальных режимах с учетом равенства (7) находим

$$t_n = t_t = 0,246 \text{ с}; t_y = 0,754 \text{ с}; t_m = 1,246 \text{ с}; t_{ц} = 2,246 \text{ с}; \\ \text{ПВ}_1 = 55,5\%;$$

$$\psi_g = 0,81; \psi_n = 1,11; \psi_m = 0,51; \text{мощность двигателя } P_1.$$

При кратности динамических моментов $\psi_{gn(орп)} = \psi_{gm(орп)} = \psi_g = 1,5$ следует $t_n = t_m = 0,133 \text{ с}; t_y = 0,867 \text{ с}; t_x = 1,133 \text{ с}; t_{ц2} = 2,133 \text{ с}; \text{ПВ}_2 = 54,7\%; \psi_n = \psi_g + \psi_c = 1,5 + 0,3/1,18 = 1,754; \psi_m = \psi_g - \psi_c = 1,5 - 0,3/1,18 = 1,246$; необходимая мощность двигателя составляет $P_2 = P_1 1,18; P_{2(пн)} = 1,154 P_1$;

При сохранении мощности привода, равной P_1 , время цикла увеличится на 33 %.

Как видно, результаты исследования с учетом динамики роста и спада моментов двигателя хорошо согласуются с теоретическими положениями в отношении быстродействия при прямоугольной форме изменения моментов.

Выводы.

1. Независимо от допустимой перегрузочной способности электродвигателя имеют место оптимальные по быстродействию (энергетическим затратам) переходные процессы, отступление от которых приводит к существенному снижению быстродействия механизма и увеличению потерь энергии.

2. Если в периоды пуска и торможения не возникает необходимости ограничения двигателя по перегрузочной способности, законы изменения пускового и тормозного моментов поддерживаются постоянными или близкими к трапецеидальному изменению, наибольшее быстродействие механизма с минимальными потерями энергии достигается при симметричных скоростных режимах (равенстве динамических моментов пуска и торможения).

Библиографический список

1. Безродный, А.П. К расчету плавного действующего электропривода в пуско-тормозных режимах [Текст] / А.П. Безродный // Электричество. — 1971. — №4. — С.45–47.
2. Бычков, В.П. Электропривод и автоматизация металлургического производства [Текст] / В.П. Бычков. — М.: Высшая школа, 1977. — 391 с.
3. Гемская, Х. В. К вопросу оптимизации режимов работы реверсивных обжимных станков [Текст] / Х.В. Гемская, А.К. Евграшин, В.А. Стефанович // Изв. вузов. Черная металлургия. — 1976. — № 9. — С. 117–120.
4. Зимин, Е.Н. Автоматическое управление электроприводами [Текст] / Е.Н. Зимин, В.И. Яковлев. — М.: Высшая школа, 1979. — 318 с.

ЕГОРОВ Владимир Фёдорович кандидат технических наук, доцент кафедры механического оборудования металлургических заводов.

Адрес для переписки: e-mail: evf@zaoproxy.ru

Статья поступила в редакцию 07.12.2009 г.

© В. Ф. Егоров

УДК 621. 06: 62-83

В. Ф. ЕГОРОВ
С. В. ЕГОРОВ

Сибирский государственный
индустриальный университет,
г. Новокузнецк

ОАО «Западно-Сибирский
металлургический комбинат»,
г. Новокузнецк

ДИНАМИЧЕСКИЕ РЕЖИМЫ МНОГОДВИГАТЕЛЬНЫХ ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКИХ СИСТЕМ

Разработаны теоретические положения выравнивания токов и моментов нагрузки двигателей в динамических режимах при выполнении больших и малых заданий скорости электромеханических систем с многодвигательным приводом, работающим на общий жесткий вал. Выполнен синтез систем управления, обеспечивающих выравнивание токов и моментов двигателей в переходных и установившихся режимах работы. Предложенные способы выравнивания токов и моментов внедрены на приводе поворота конвертера в конвертерном цехе Западно-Сибирского металлургического комбината.

Ключевые слова: многодвигательный привод, динамические режимы, выравнивание нагрузок.

Становление многодвигательных электроприводов (МЭМ), двигатели которых связаны через общий механический вал, вызвано развитием современной грузоподъемной техники, механизмов металлургической промышленности, станкостроения, куз-

нечно-прессовых машин, специальных установок большой мощности и многих других [1]. В настоящее время развитие данного типа приводов сдерживается недостаточной их изученностью. Остаются нерешенными проблемы равномерного распределения

нагрузок МЭМ в динамических режимах даже в двухдвигательном варианте. Незнание особенностей МЭМ приводит к тому, что созданные системы не обеспечивают качественных показателей переходных процессов и приемлемой точности распределения нагрузки между двигателями и, как следствие, суммарная мощность применяемых двигателей завышается. По рекомендациям [2], чтобы обезопасить двигатели от перегрузки, суммарная мощность должна составлять 3-кратную расчетную рабочую мощность. С увеличением числа двигателей, повышением требований к быстродействию и снижению затрат энергии возникает необходимость в более полном использовании собственных свойств и возможностей МЭМ.

Актуальным направлением в решении данных задач является разработка и усовершенствование активных способов распределения нагрузок, что позволяет достичь наиболее полного их выравнивания с наименьшими потерями энергии, как в установившихся, так и в динамических режимах работы электропривода. Для оценки распределения нагрузок двигателей в динамических процессах составим структурную схему МЭМ. Чтобы исключить переменные индуктивности обмоток возбуждения $L(\Phi_j)$, воспользуемся следующим соотношением

$$W_{\pi i} \frac{d\Phi_j(I_{\pi i})}{dt} = -I_{\pi i} R_{\pi i} + U_{\pi i}, \quad (1)$$

где $I_{\pi i}$, $U_{\pi i}$, $R_{\pi i}$, $W_{\pi i}$ – ток, напряжение, сопротивление и число витков обмотки возбуждения электродвигателей МЭМ.

Производя кусочно-линейную аппроксимацию кривой намагничивания и взяв производную, приходим к зависимости

$$\frac{d\Phi_j(I_{\pi i})}{dt} = k_{\Phi ij} \frac{dI_{\pi i}}{dt}, \quad (2)$$

С учетом (1) находим:

$$\frac{dI_{\pi i}}{dt} = -\frac{R_{\pi i}}{k_{\Phi ij} W_{\pi i}} I_{\pi i} + \frac{1}{k_{\Phi ij} W_{\pi i}} U_{\pi i}, \quad (3)$$

где $k_{\Phi ij}$ – коэффициент наклона аппроксимированного участка кривой намагничивания на j -ом участке i -го двигателя.

Уравнение (3) дает возможность исключить трудно определяемые индуктивности обмоток возбуждения, а использование зависимости магнитного потока от тока возбуждения линеаризовать модель, выполнив кусочно-линейную аппроксимацию кривой намагничивания.

С учетом вышеизложенного составим уравнения математической модели МЭМ в преобразованиях по Лапласу

$$L_{\pi i} I_{\pi i}(p) = -R_{\pi i} I_{\pi i}(p) - c_i (\Phi_j(p) \omega + U_{\pi i}(p)), \quad 1$$

1-я подсистема; (4)

$$\omega(p) = \frac{1}{J_{\Sigma}} \left(\sum_{i=1}^n c_i (\Phi_j(p)) \right) I_{\pi i}(p) - M_c(p) \quad 2$$

2-я подсистема; (5)

$$k_{\Phi ij} W_{\pi i} I_{\pi i}(p) = -R_{\pi i} I_{\pi i}(p) + U_{\pi i}(p), \quad 3$$

где $i = 1, 2, \dots, n$
3-я подсистема; (6)

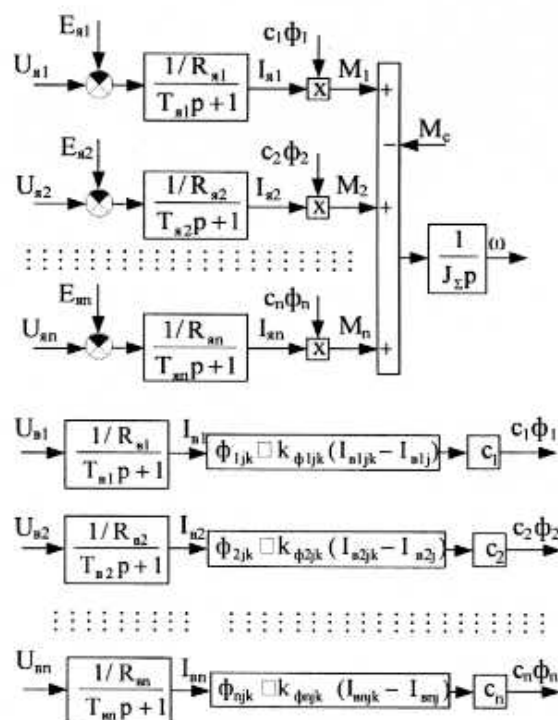


Рис. 1. Структурная схема МЭМ по цепям якорей и обмоток возбуждения электродвигателей

$$\Phi_j(p) = \Phi_{ijk} - k_{\Phi ij} (I_{\pi ij} - I_{\pi ij}(p)), \quad (7)$$

где $i = 1, 2, \dots, n$ – номера двигателей;
 n – число двигателей в МЭМ;
 $I_{\pi i}$, $U_{\pi i}$, $L_{\pi i}$, $R_{\pi i}$ – ток, напряжение, индуктивность и активное сопротивление якорной цепи i -го электродвигателя;
 ω – скорость вращения привода;
 Φ_j – магнитный поток j -го участка кривой намагничивания;
 k – точки перегиба линейных участков кривой намагничивания;
 c_i – конструктивные постоянные двигателей;
 M_c – момент статических сопротивлений механизма, приведенный к валу привода;
 J_{Σ} – суммарный момент инерции системы;
Перейдем к структурной схеме уравнений.

Построенная в соответствии с уравнениями (4, 5, 6, 7) структурная схема МЭМ приведена на рис. 1.

Механическая часть МЭМ характеризуется интегрирующим звеном с постоянной времени J_{Σ} , соответствующей сумме моментов инерции якорей электродвигателей и моментов инерции системы, приведенных к валам двигателей. Электромеханическое преобразование токов $I_{\pi i}$ в моменты M_i отображается произведением $c_i \Phi_i$ на $I_{\pi i}$ с помощью блоков умножения. Электрические цепи якорей и обмоток возбуждения электродвигателей представлены инерционными звеньями. Их постоянные времени $T_{\pi i} = L_{\pi i} / R_{\pi i}$ и $T_{\pi i} = k_{\Phi ij} W_{\pi i} / R_{\pi i}$ – соответственно. Внутренние обратные связи по ЭДС отображаются векторами $E_{\pi i} = c_i \Phi_i \omega$. На входы якорных цепей электродвигателей подаются разности значений $U_{\pi i} - E_{\pi i}$. Пересчет токов возбуждения $I_{\pi i}$ в магнитные потоки и далее в $c_i \Phi_i$ на каждом участке линеаризованной кривой намагничивания осуществляется с помощью блоков расчета функции $(\Phi_{ijk} - k_{\Phi ij} (I_{\pi ij} - I_{\pi ij}(p)))$ и пропорциональных звеньев с коэффициентами c_i .

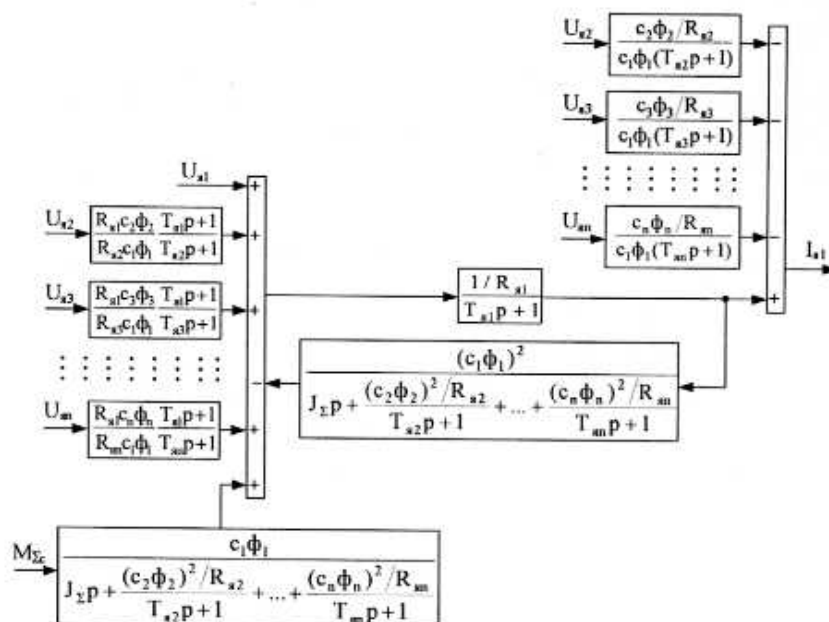


Рис. 2. Преобразованная структурная схема МЭМ по цепям якорей, отображающая зависимость тока якоря двигателя от входных напряжений питания и суммарного статического момента нагрузки

Для определения зависимостей влияния входных воздействий на токи якорей двигателей МЭМ преобразуем структурную схему рис. 1 по цепям якорей рис. 2.

Согласно структурной схеме рис. 2 составим зависимость тока якоря от управляющих воздействий по одному из двигателей (8)

Этой схеме соответствуют передаточные функции: для тока при изменении напряжений питания на якоре рассматриваемого двигателя U_{ar} и якорях остальных двигателей U_{ai} при постоянных значениях магнитных потоков.

Для тока якоря I_{ar} при подаче напряжения по входу U_{ar}

$$\frac{I_{ar}(p)}{U_{ar}(p)} = \frac{J_z p + \sum_{i=1, \dots, n} \frac{(c_i \Phi_i)^2 / R_{ai}}{T_{ai} p + 1}}{\sum_{i=1, \dots, n} \frac{R_{ar} (c_i \Phi_i)^2 T_{ar} p + 1}{R_{ai} (T_{ai} p + 1)} + (c_r \Phi_r)^2 + R_{ar} J_z p (T_{ar} p + 1)}; \quad (8)$$

при изменении напряжения по входу U_{ai}

$$\frac{I_{ar}(p)}{U_{ai}(p)} = - \frac{c_i \Phi_i (c_i \Phi_i / R_{ai}) / (T_{ai} p + 1)}{\sum_{i=1, \dots, n} \frac{R_{ar} (c_i \Phi_i)^2 T_{ar} p + 1}{R_{ai} (T_{ai} p + 1)} + (c_r \Phi_r)^2 + R_{ar} J_z p (T_{ar} p + 1)}. \quad (9)$$

Из анализа передаточных функций следует, что, несмотря на взаимовлияние управляющих воздействий, при управлении напряжениями питания U_{ai} можно обеспечить выравнивание нагрузок с необходимой для практических условий точностью. При этом в динамических режимах актуальное значение приобретает не только равное распределение токов нагрузки, но и моментов нагрузки, а следовательно, необходимость выравнивания магнитных потоков Φ_i в случае неравенства конструктивных постоянных c_i — произведений $c_i \Phi_i$.

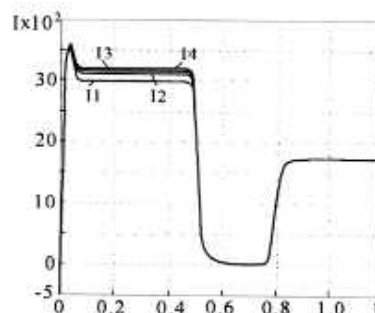


Рис. 3. Переходные процессы в системе с отдельными регулируемым источниками питания якорей и общим источником питания обмоток возбуждения двигателей:

$$T_{a2}=1,1 T_{a1}, T_{a3}=1,15 T_{a1}, T_{a4}=1,2 T_{a1}; \\ R_{a2}=1,1 R_{a1}, R_{a3}=1,15 R_{a1}, R_{a4}=1,2 R_{a1}; \\ c \Phi_2=1,1 c \Phi_1, c \Phi_3=1,15 c \Phi_1, c \Phi_4=1,2 c \Phi_1$$

Переходные процессы приводов предусматривают обработку больших и малых заданий. Обработка больших заданий выполняется с ограничением токов якорей двигателей. Вследствие чего при выходе на основную скорость наблюдается рассогласование токов якорей рис. 3, вызванное влиянием внутренних обратных связей по ЭДС при изменении скорости привода.

Величина динамической ошибки регулирования тока якоря i -го контура в режиме ограничения

$$\Delta I_{ai} = \frac{(T_{ip} p + 2\xi) T_{ip} p \cdot \frac{1/R_{ai}}{T_{ai} p + 1} \left(-\frac{\varepsilon c_i \Phi_i}{p} \right)}{(T_{ip} p + 2\xi) T_{ip} p + 1} = -\frac{2\xi \varepsilon_i c_i \Phi_i}{R_{ai}}, \quad (10)$$

где ξ — коэффициент демпфирования колебаний; ε — ускорение привода на участке ограничения токов якорей электродвигателей/

В результате различия магнитных потоков и сопротивлений якорей разброс токов ΔI_{ij} произвольной (j, k) пары двигателей составит

$$\Delta I_{ijk} = \Delta I_{ik} - \Delta I_{ij} = -2\xi T_{ip} \varepsilon \left(\frac{c_k \Phi_k}{R_{ik}} - \frac{c_j \Phi_j}{R_{ij}} \right). \quad (11)$$

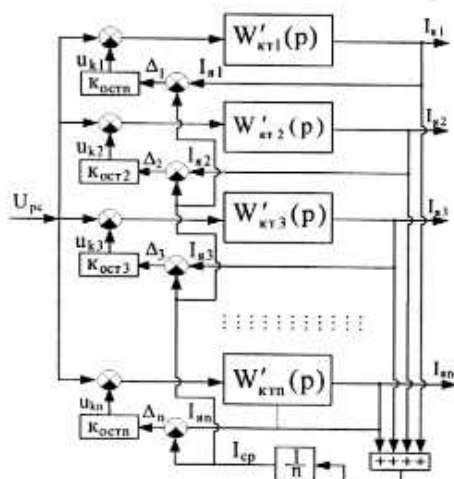


Рис. 4. Цепи коррекции синтезированных контуров тока

Из (11) следует, что выравнивание токов якорей двигателей с различающимися величинами магнитных потоков и сопротивлений якорей в режиме ограничения обеспечивается выравниванием соотношений

$$\frac{c_1 \Phi_1}{R_{я1}} = \frac{c_2 \Phi_2}{R_{я2}} = \dots = \frac{c_n \Phi_n}{R_{яn}}. \quad (12)$$

Синтезированная на основе метода больших и малых перемещений передаточная функция регулятора i -го контура тока системы регулирования многодвигательного электропривода с отдельными источниками питания якорей имеет вид:

$$W_{pmi}(p) = \frac{R_{яi}(T_{яi}T_{яi}p^2 + (T_{яi} + T_{яi})p + 1)}{k_{осми}k_{яi}(T_{яi}p + 2\xi_{яi}T_{яi}p + 1)},$$

передаточная функция замкнутого контура тока

$$W_{кми}(p) = \frac{1}{k_{осми}(T_{яi}^2p^2 + 2\xi_{яi}T_{яi}p + 1)}.$$

Сопротивления $R_{я1}; R_{я2}; \dots R_{яn}$ входят в состав передаточных функций, поэтому их значения могут быть заменены. Подберем, согласно (12), значения сопротивлений $R'_{я1}; R'_{я2}; \dots R'_{яn}$ и, производя замену $R_{я1}; R_{я2}; \dots R_{яn}$ на $R'_{я1}; R'_{я2}; \dots R'_{яn}$, преобразуем передаточные функции.

Преобразованная функция регулятора тока

$$W'_{pmi}(p) = \frac{R'_{яi} \left(T_{яi}T_{яi} \frac{R_{яi}}{R'_{яi}} p^2 + \left(T_{яi} + T_{яi} \frac{R_{яi}}{R'_{яi}} \right) p + 1 \right)}{k_{осми}k_{яi}(T_{яi}p + 2\xi_{яi}T_{яi}p + 1)}. \quad (13)$$

Передаточная функция замкнутого контура тока примет вид

$$W'_{кми}(p) = \frac{1}{k_{осми} \left((T_{яi}^2p^2 + 2\xi_{яi}T_{яi}p) \frac{T_{яi}p + 1}{T_{яi}p + \frac{R'_{яi}}{R_{яi}}} + 1 \right)}. \quad (14)$$

В результате данных изменений сдвиг кривых относительно друг друга составляет не более 1 %. Однако на перегибах кривых рассогласование токов

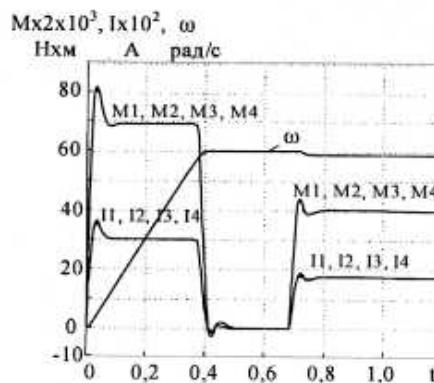


Рис. 5. Переходные процессы в системе регулирования при настройке регуляторов тока по наибольшему сопротивлению якорной цепи электродвигателя привода с корректирующими обратными связями

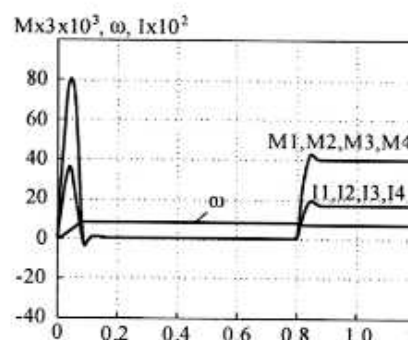


Рис. 6. Переходные процессы в системе регулирования с настройкой регуляторов тока по параметрам электродвигателей при отработке малых заданий

увеличивается до 10–12 %. Выполнение условия выравнивания токов якорей (12), при рассогласовании магнитных потоков может приводить к значительному отклонению величин настроечных сопротивлений $R'_{яi}$ от сопротивлений $R_{яi}$, что увеличивает рассогласование токов и моментов на перегибах кривых.

При равных магнитных потоках и конструктивных постоянных двигателей величина динамической ошибки регулирования токов якорей составляет

$$\Delta I_i = -\frac{2\xi_{яi}T_{яi}\epsilon\sigma\Phi}{R_{яi}} \quad \text{— для системы с настройкой регуляторов тока якорей по параметрам соответствующих двигателей;}$$

$$\Delta I_i = -\frac{2\xi_{яi}T_{яi}\epsilon\sigma\Phi}{R'_{яi}} \quad \text{— для системы с измененными настроечными сопротивлениями.}$$

Динамическую ошибку регулирования ΔI_i при настройке регуляторов тока якорей в режиме ограничения в этом случае можно уменьшить, приняв $R'_{яi}$ равным наибольшему значению $R_{яi}$ из соответствующих сопротивлений якорных цепей электродвигателей. Однако на перегибах кривых рассогласование остается на уровне 10–12 %.

Уменьшить разброс токов на интервалах перегиба кривых можно применением обратных связей с усредненными параметрами. Производя суммирование токов всех электродвигателей и вычисляя среднее

значение $I_{cp} = \sum_{i=1}^n I_{ki} / n$, в цепь обратной связи каждого электродвигателя вводим корректирующий сигнал, пропорциональный разности токов i -го двигателя и I_{cp} : $u_{ki} = k_{осм} \Delta I_i = k_{осм} (I_{ki} - I_{cp})$ (рис. 4).

На рис. 5 приведены отклонения токов и моментов двигателей при использовании обратных связей. Отклонения от равномерного распределения токов нагрузки на интервалах перегиба кривых снижаются до 3–4 %. Данный способ выравнивания токов предпочтителен для систем, работающих с большими заданиями скорости.

Для систем с малыми заданиями скорости токи якорей не входят в режим ограничения. Исключение данного режима позволяет перейти к настройке регуляторов по параметрам соответствующих электродвигателей, чем обеспечиваются более результативное выравнивание токов моментов нагрузки (рис. 6).

Как следует из рисунка, имеет место практически полное согласование токов и моментов двигателей.

Выводы

Выравнивание токов двигателей многодвигательного электропривода с общим механическим валом в динамическом режиме при отработке больших заданий скорости с ограничением нагрузки обеспечивается настройкой регуляторов тока по параметрам электродвигателя с наибольшим сопротивлением якорной цепи и введением перекрестных обратных

связей пропорциональных разности между током соответствующего электродвигателя и средним значением из токов всех двигателей. При отработке малых заданий скорости — настройкой регуляторов тока по параметрам соответствующих электродвигателей.

Опытная проверка теоретических положений, выполнялась на двенадцати двигательном приводе поворота конвертера массой 350 т Западно-Сибирского металлургического комбината. Получена хорошая согласованность результатов.

Библиографический список

1. Чиликин, М.Г. Общий курс электропривода [Текст] / М.Г. Чиликин, А.С. Сандлер. — М.: Энергоиздат, 1981. — 576 с.
2. Бычков, В.П. Электропривод и автоматизация металлургического производства [Текст] / В.П. Бычков. — М.: Высшая школа, 1977. — 391 с.

ЕГОРОВ Владимир Фёдорович, кандидат технических наук, доцент кафедры механического оборудования металлургических заводов Сибирского государственного индустриального университета.
Адрес для переписки: e-mail: evf@zaorgroxy.ru

ЕГОРОВ Сергей Владимирович, руководитель отдела КИПА ОАО «Западно-Сибирский металлургический комбинат».

Статья поступила в редакцию 07.12.2009 г.

© В. Ф. Егоров, С. В. Егоров

УДК 621.43 + 621.51

**В. Л. ЮША
Г. И. ЧЕРНОВ**

Омский государственный
технический университет

ИДЕАЛЬНЫЙ ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЙ ЦИКЛ КОМБИНИРОВАННОЙ СИЛОВОЙ УСТАНОВКИ С ДОПОЛНИТЕЛЬНЫМ ПОДОГРЕВОМ ОХЛАЖДАЮЩЕЙ ЖИДКОСТИ

В статье представлены результаты теоретического анализа эффективности идеального термодинамического цикла комбинированного двигателя внутреннего сгорания с подачей воды в камеру сгорания. Проведён анализ влияния параметров воды, поступающей из системы охлаждения компрессорной ступени в камеру сгорания двигателя после её дополнительного рекуперативного подогрева выхлопными газами, на характеристики двигателя.

Ключевые слова: рабочий цикл, камера сгорания, парогазовая смесь

Компрессорные агрегаты являются составной частью технологических и энергетических машин и установок различного назначения, производительности и мощности, в том числе транспортных и стационарных комбинированных двигателей внутреннего сго-

рания, в которых они используются для наддува воздуха в цилиндры [1, 2, 3, 4]. Одним из направлений повышения термодинамической эффективности комбинированных ДВС является впрыск испаряющейся воды в поток рабочего газа [1], поэтому стано-

вится актуальным использование теплоты, отводимой к воде от воздуха, сжимаемого в компрессорной ступени комбинированного ДВС. Выполненный ранее анализ термодинамической эффективности комбинированного ДВС с парогазовым рабочим телом позволил установить, что впрыск воды в камеру сгорания комбинированного ДВС, нагретой при охлаждении предварительно сжимаемого воздуха, позволяет существенно снизить температуру газа в цикле при незначительном ухудшении экономичности рабочего процесса [5].

Для оценки возможности повышения экономичности комбинированного ДВС с парогазовым рабочим телом проведём анализ эффективности идеального термодинамического цикла комбинированного двигателя внутреннего сгорания с дополнительным подогревом воды из системы охлаждения компрессора перед её подачей в камеру сгорания. Для этого рассмотрим один из возможных вариантов термодинамического цикла комбинированного ДВС [5], в котором охлаждение сжимаемого воздуха обеспечивается впрыском воды в компрессор (рис. 1; процесс 0–2). После компрессорной ступени нагретая в ней вода отделяется от воздуха, который поступает в камеру сгорания (КС) двигателя и в рекуперативный теплообменник, в котором дополнительно подогревается выхлопными газами. Затем мгновенно происходят процессы изохорного сгорания топлива в КС (процесс 2–3), подачи дополнительно подогретой воды в КС, нагрева и полного испарения воды (процесс 3–3'–3''). После этого газопаровая смесь расширяется до давления выхлопа, равного начальному (процесс 3''–4''); возможность достижения такого равенства давлений в комбинированных ДВС рассмотрено в [5]. После рекуперативного теплообменника температура выхлопных газов понизится до температуры в точке 4'.

Предположим, что в одном из возможных вариантов такого цикла имеет место мгновенная конденсация водяных паров в точке 4' и одновременное мгновенное отделение конденсата от газовой смеси. В этом случае выделившаяся теплота фазового перехода определяет процессы 4'–5–6–7, включающие дополнительную полезную работу расширения в процессе 5–6.

Математическая модель идеального рабочего цикла комбинированного ДВС для рассматриваемого цикла включает в себя систему допущений, расчётные уравнения, условия однозначности.

Для решения поставленной задачи приняты следующие допущения:

- процесс предварительного адиабатного сжатия отсутствует [5]; процессы 0–2, 3'–4'' являются политропными процессами сжатия и расширения с постоянными показателями политропы и могут протекать как с подводом, так и с отводом тепла; величина политропы в этих процессах может быть как одинаковой для всех процессов, так и индивидуальной для каждого из них; процесс расширения 3'–4'' протекает при одинаковой величине показателя политропы независимо от конструктивной реализации этого процесса;

- теплота в циклах подводится при температуре выше окружающей среды, что возможно осуществить только за счёт сгорания топлива (тепловыделением от трения пренебрегаем);

- масса газа (воздуха) в процессе 0–2 постоянна; масса газа (газовая смесь продуктов сгорания) в процессе 2–3 увеличивается мгновенно на величину массы впрыскиваемого топлива; масса газовой смеси в процессе 3'–4'' постоянна;

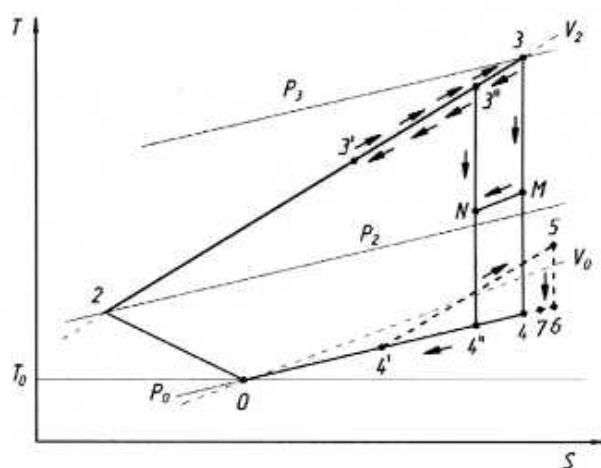


Рис. 1. Идеальный термодинамический цикл комбинированного ДВС с подачей воды, подогретой в системах охлаждения компрессорной ступени и выхлопного газа, в камеру сгорания

- изохорная теплоёмкость и коэффициент адиабаты топливно-воздушной смеси являются постоянными величинами и равны изохорной теплоёмкости и коэффициенту адиабаты воздуха, т.к. доля топлива в топливно-воздушной смеси незначительна (примерно 1 часть топлива на 15 частей смеси [2, 3]);

- процесс расширения осуществляется до давления окружающей среды P_0 , при котором протекает процесс теплообмена в рекуперативном теплообменнике (точки 4'' и 4'), т.е. давление выхлопа равно начальному давлению;

- основной процесс подвода тепла — это процесс изохорного сгорания топлива 2–3;

- во всех процессах цикла рабочий газ — идеальный газ;

- потери давления в органах газораспределения и в коммуникациях отсутствуют;

- температура и давление газа в коммуникациях не изменяется; исключение — охлаждение сжатого воздуха в ОНВ [5] и охлаждение выхлопных газов в рекуперативном теплообменнике.

- затраты мощности на механическое трение и на привод вспомогательных механизмов отсутствуют;

- параметры состояния и масса газовой и парогазовой смеси в процессах 2–3–3'–3'' изменяются мгновенно;

- промежуточный теплоноситель (вода) испаряется полностью; его конденсация в процессе 3'–4'', а также в процессе 4''–4' отсутствует (последнее может быть справедливо применительно к быстротечным процессам [6, 7, 8]);

- максимально достижимая температура воды, впрыскиваемой в КС, определяется величиной давления газовой смеси в КС.

Расчётные уравнения математической модели идеального рабочего процесса комбинированного ДВС с парогазовым рабочим телом представим в соответствии с последовательностью рабочих процессов в рассматриваемом цикле.

Определение температуры, давления и удельного объема воздуха в конце процесса сжатия 0–2 при условии $p_1 = p_0$ ($\epsilon_{01} = 1$):

$$T_2 = T_0 \epsilon_{01}^{\frac{k-1}{n_{02}}} \epsilon_{12}^{\frac{n_{02}}{n_{02}}}, \quad p_2 = p_1 \epsilon_{12}, \quad v_2 = R_g \frac{T_2}{p_2}.$$

Определение температуры, давления и объема в конце процесса 2–3:

$$T_3 = T_0 \varepsilon_{01}^{\frac{k-1}{k}} \varepsilon_{12}^{\frac{n_{12}-1}{n_{12}}} + \frac{q}{c_v}, \quad p_3 = \frac{T_3}{T_2} p_2, \quad v_3 = R_{cm} \frac{T_3}{p_3}.$$

Определение температуры жидкости при теплообмене между газом и водой в процессе 1–2 и показателя адиабаты парогазовой смеси в точке 3:

$$T_{ж} = T_0 + \frac{(k - n_{12})}{n_{12} - 1} \cdot \frac{c_v}{c_{ж}} \cdot \frac{T_0}{m} \cdot \varepsilon_{01}^{\left(\frac{k-1}{k}\right)} \cdot \left(\varepsilon_{12}^{\frac{n_{12}-1}{n_{12}}} - 1 \right);$$

$$k_{см} = \left(\frac{k}{c_{v,см}} + k_{мл} \frac{m}{c_v} \right) / \left(\frac{1}{c_{v,см}} + \frac{m}{c_v} \right).$$

Давление впрыскиваемой воды принимаем $p_{ж} = p_3$. Определение температуры насыщенных водяных паров и удельной теплоты парообразования, соответствующих давлению $p_{ж}$, производится по данным, представленным в [9]. Определение температуры и параметров парогазовой смеси для 1 кг газа при массе жидкости, приходящейся на 1 кг массы газовой смеси, равной m :

$$T_{3'} = \frac{\left[c_v T_0 \left[\varepsilon_{01}^{\left(\frac{k-1}{k}\right)} \varepsilon_{12}^{\frac{n_{12}-1}{n_{12}}} + \frac{q}{c_v T_0} \right] + c_{ж} m T_{ж} - \left[r_1 + (c_{ж} - c_{p,см}) T_{мл} \right] m \right]}{c_v + m c_{v,см}};$$

$$c_{v,см} = \frac{c_v}{1+m} + \frac{m}{1+m} c_{v,мл}, \quad R_{см} = c_{v,см} (k_{см} - 1),$$

$$p_{3'} = (1+m) R_{см} \frac{T_{3'}}{V_{3'}}, \quad T_{4'} = T_{3'} \left(\frac{p_4}{p_{3'}} \right)^{\frac{k_{см}-1}{k_{см}}}.$$

Определение параметров газовой смеси после вытеснения скопденсированного водяного пара производится аналогично тому, как это представлено в [5].

Определение работы в процессах цикла:

$$l_{3'4'} = (1+m) \left(\frac{c_v}{1+m} + \frac{m}{1+m} c_{v,см} \right) (T_{3'} - T_{4'});$$

$$l_{4'5} = R_{см} (T_{4'} - T_{5'}) (1+m);$$

$$l_{3'4'} = R (T_{3'} - T_{4'}); \quad l_{4'5} = R (T_{4'} - T_{5'})$$

$$\text{или } l_{4'5} = R (T_{4'} - T_{5'}); \quad l_{56} = R_{см} (T_{5'} - T_{6});$$

$$l_{01} = R \frac{T_0}{k-1} \left[\varepsilon_{01}^{\left(\frac{k-1}{k}\right)} - 1 \right]; \quad l_{56} = C_v (T_{5'} - T_{6});$$

$$l_{4'5} = R \frac{T_{4'}}{n_{4'5}-1} (\lambda^{n_{4'5}-1} - 1);$$

$$l_{12} = R \frac{T_1}{n_{12}-1} \left[\varepsilon_{12}^{\frac{n_{12}-1}{n_{12}}} - 1 \right]; \quad l_{67} = R (T_{6'} - T_{7'}).$$

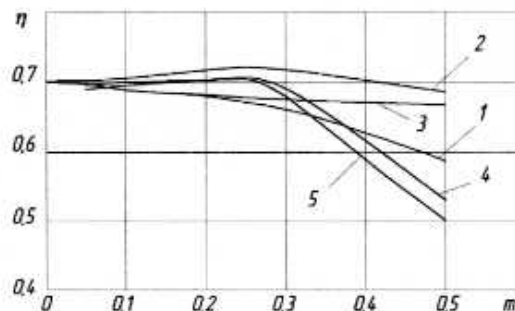


Рис. 2. Влияние количества впрыскиваемой воды на индикаторный КПД комбинированного ДВС:
1 – впрыск в точке 3 при температуре воды, не превышающей температуру выхлопных газов в точке 4';
2 – то же с учётом конденсации водяных паров в точке 4' и процессов 4'–5–6–7;
3 – впрыск в точке 3 при максимальной температуре воды, достижимой при давлении P_3 (22 МПа);
4 – впрыск в точке М при максимальной температуре воды, достижимой при давлении P_M (0,4 МПа);
5 – впрыск в точке М при максимальной температуре воды, достижимой при давлении P_M (11 МПа)

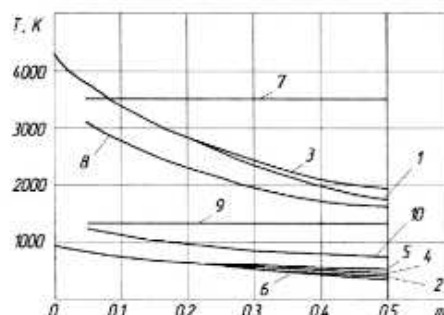


Рис. 3. Влияние количества впрыскиваемой воды на величину температуры парогазовой смеси в рабочей камере ДВС:
1 – температура в точке 3' при температуре воды, не превышающей температуру выхлопных газов в точке 4';
2 – температура в точке 4', соответствующая режиму 1;
3 – температура в точке 3' при максимальной температуре воды, достижимой при давлении P_3 (22 МПа);
4 – температура в точке 4', соответствующая режиму 3;
5 – температура в точке 4', соответствующая режиму 7, 8;
6 – температура в точке 4', соответствующая режиму 9, 10;
7, 8 – температуры в точках М и N при $P_M = 11$ МПа;
9, 10 – температуры в точках М и N при $P_M = 0,4$ МПа

$$\eta = \frac{l_p - l_c}{q}, \quad \eta_1 = \frac{l_p - l_c}{q + m v_{ж} (p_3 - p_0)},$$

где $l_p = l_{3'4'}$ (или для цикла с дополнительным расширением $l_p = l_{3'4'} + l_{56}$) – удельная работа расширения цикла; $l_c = l_{01} + l_{12} + l_{33'} + l_{4'4} + l_{4'5}$ (или для цикла с дополнительным расширением $l_c = l_{01} + l_{12} + l_{33'} + l_{4'4} + l_{4'5} + l_{67} + l_{70}$) – удельная суммарная работа сжатия цикла; q – удельное количество теплоты, подведённое к рабочему телу в процессе сгорания топлива.

Расчёт цикла комбинированного ДВС с парогазовым рабочим телом производился при следующих условиях однозначности: $p_0 = 10^5$ Па; $T_0 = T_{ж0} = 273$ К; $\varepsilon_{01} = 1$; $\varepsilon_{12} = 15$; $v_{ж} = 0,001006$ м³/кг; $k = 1,4$; $k_{см} = 1,33$; $1 < n_{12} < k$; $\mu = 0,029$; $\mu_{см} = 0,018$; $n_{3'4'} = k_{см}$; $q = 2900$ кДж/кг; $c_v = 897$ Дж/кг·К; $c_{ж} = 4190$ Дж/кг·К; $c_{v,см} = 2168$ Дж/кг·К; $c_{p,см} = 2630$ Дж/кг·К.

Как показали полученные результаты, по сравнению с рассмотренным ранее вариантом (впрыск воды

в КС после охлаждения воздуха в компрессорной ступени [5]) впрыск воды в КС комбинированного ДВС после дополнительного рекуперативного подогрева выхлопными газами также оказывает заметное влияние на его интегральные характеристики, при этом снижаются потери части теплоты сгорания топлива, затрачиваемой на нагрев воды, что в целом приводит к увеличению экономичности комбинированного ДВС. Так, по сравнению с «сухим» циклом для заданных условий однозначности, увеличение количества воды, впрыскиваемой в точку 3, приводит к незначительному снижению КПД и заметному снижению максимальной температуры цикла (рис. 2, 3). При большом количестве жидкости КПД может снизиться на 10 % более при одновременном уменьшении величины максимальной температуры парогазовой смеси в КС примерно в 2 раза; однако при $m < 0,1$ кг/кг это снижение составляет не более 0,5...2,0 %, тогда как максимальная температура газовой смеси в цикле снижается тоже достаточно существенно (примерно на 1000 К). Анализ положительных аспектов подобного результата представлен в [5]. Если предположить возможность получения дополнительной работы расширения (процесс 5–6 на рис. 1), то КПД может даже превышать КПД двигателя при «сухом» режиме. При запаздывании подачи воды в КС КПД комбинированного двигателя по сравнению с «сухим» режимом работы также может увеличиться, однако это увеличение несущественно, а максимальная температура цикла не снижается (рис. 2, 3). Резкое снижение КПД при больших количествах впрыскиваемой воды объясняется снижением температуры выхлопных газов в точке 4" и соответствующим снижением максимально достигнутой температуры воды, впрыскиваемой в КС.

Таким образом, проведенный расчетно-теоретический анализ позволил установить, что впрыск воды в КС комбинированного ДВС, последовательно нагретой при охлаждении предварительно сжимаемого воздуха и выхлопных газов, может обеспечить существенное снижение температуры газа в цикле при незначительном повышении экономичности рабочего процесса. Как видно, преимуществом рас-

смотренного цикла комбинированного ДВС по сравнению с традиционным «сухим» циклом заключается главным образом в снижении теплонапряженности деталей ДВС и связанной с этим перспективой совершенствования конструкций комбинированного ДВС.

Библиографический список

1. Кавтарадзе, Р.З. Теория поршневых двигателей / Р.З. Кавтарадзе. — М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2008. — 720 с.
2. Двигатели внутреннего сгорания: Теория поршневых и комбинированных двигателей / Д.Н. Вырубов [и др.] // под ред. А.С. Орлина, М.Г. Крутлова. — М.: Машиностроение, 1983. — 375 с.
3. Двигатели внутреннего сгорания: в 3 кн. — М.: Высш. шк., 2007. — Кн. 1: Теория рабочих процессов. — 479 с.
4. Теплотехника / А.М. Архаров [и др.] — М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2004. — 712 с.
5. Юша, В.А. Анализ эффективности идеального термодинамического цикла комбинированного двигателя внутреннего сгорания с парогазовым рабочим телом / В.А. Юша, Г.И. Чернов // Омский научный вестник. — 2009. — № 3 (83). — С. 154–158.
6. Теплопередача в двухфазном потоке / под ред. Д. Баттерворса, Г. Хьюитта. — М.: Энергия, 1980. — 328 с.
7. Амелин, А.Г. Теоретические основы образования тумана при конденсации пара / А.Г. Амелин. — М.: Химия, 1966. — 296 с.
8. Кириллов, И.И. Основы теории влажностных турбин / И.И. Кириллов, Р.М. Яблоник. — М.: Машиностроение, 1968. — 264 с.
9. Вукалович, М.П. Таблицы теплофизических свойств воды и водяного пара / М.П. Вукалович, С.Л. Ривкин, А.А. Александров. — М.: Изд-во стандартов, 1969. — 408 с.

ЮША Владимир Леонидович, доктор технических наук, заведующий кафедрой «Компрессорные и холодильные машины и установки».

ЧЕРНОВ Герман Игоревич, кандидат технических наук, доцент кафедры «Техника и физика низких температур».

Адрес для переписки: e-mail: yusha@omgtu.ru

Статья поступила в редакцию 28.12.2009 г.

© В. А. Юша, Г. И. Чернов

Книжная полка

Режущий инструмент [Текст]: учеб. пособие для вузов по направлениям «Технология, оборудование и автоматизация машиностроительных производств», «Конструкторско-технологическое обеспечение машиностроительных производств» / А. А. Рыжкин [и др.]. — Ростов н/Д: Феникс, 2009. — 405 с. — (Высшее образование). — ISBN 978-5-222-15232-4.

В учебном пособии рассматриваются конструктивные особенности современных металлорежущих инструментов различных типов — резцов, сверл, зенкеров, разверток, протяжек, резьбообразующего инструмента, для обработки зубчатых колес и незвольентных профилей: шлицевых и гранных валов, звездочек, храповиков и зубчатых колес с зацеплением Новикова, обосновываются принципы выбора геометрических и конструктивных параметров и расчетов исполнительных размеров некоторых типов инструментов, приводятся современные конструкции металлорежущих инструментов, оснащенных многогранными неплетачиваемыми пластинами из твердых сплавов и синтетических сверхтвердых материалов, широко применяемых в автоматизированном производстве.

Особое внимание уделяется не только конструкции, но и вопросам профилирования инструмента для обработки методом обкатки зубчатых колес и незвольентных профилей, наряду с режущим инструментом приводятся необходимые сведения о вспомогательном инструменте для станков с ЧПУ как составной части системы инструментального обеспечения автоматизированного производства.

ТЕОРИЯ ГОРЕНИЯ ГАЗООБРАЗНОГО И ЖИДКОГО ТОПЛИВА

В статье рассматриваются вопросы расчета топок котлоагрегатов с использованием методик, описывающих процессы в ламинарных и турбулентных струях реагирующей газовой смеси.

Ключевые слова: топка, пламя, ламинарная, турбулентная, аэромеханика.

В топках современных котлов для автономного теплоснабжения горение газообразного и жидкого топлива чаще всего происходит в факеле. В ряде известных работ [1, 2, 3] рассматриваются подобные вопросы, приводятся аналитические решения для определения характеристик факела, которые, как полагают авторы, являются определяющими при проектировании топки.

Ламинарное диффузионное пламя

Теория ламинарной струи используется в качестве основы теории горения. Задача состоит в расчете длины, ширины, формы и структуры пламени, которое образуется при истечении горючего газа из отверстия в неподвижную атмосферу. Теория построена для случая однородности свойств газа и носит приближенный характер [1, 2]. Основные допущения при формировании математической модели — предполагается, что пламя характеризуется следующими чертами: стационарностью ламинарного течения; быстрой химической реакцией; однородностью давления; пренебрежимо малым влиянием диффузии, теплопроводности и вязкости в осевом направлении (по оси x); пренебрежимо малым влиянием источников энергии (например, в результате излучения); малым числом Маха; пренебрежимо малым влиянием сил плавучести; равенством коэффициентов μ , Γ , λ/c ; однородностью плотности и вязкости. Сама математическая модель включает в себя следующие уравнения в частных производных: неразрывности; количества движения; уравнения сохранения массы горючего и сохранения массы окислителя; уравнение сохранения энергии. Решение данной системы при определенных граничных условиях [1] имеет вид:

$$\frac{ux}{u_0 r_0 Re} = \frac{fx}{r_0 Re} = \frac{h - h_\infty}{h_0 - h_\infty} \frac{x}{r_0 Re} = \frac{3}{8} \left(1 + \frac{3}{16} Re \frac{r^2}{x^2} \right)^{-2}, \quad (1)$$

где u — скорость, x — координата, r_0 — радиус в плоскости входа газа, Re — критерий Рейнольдса, h — энтальпия, f — смесевая доля, индекс «0» — плоскость входа газа, « ∞ » — параметры находятся на большом расстоянии от входа газа.

По методу Я. Б. Зельдовича [2, 3] можно получить приближенное аналитическое решение для определения плотности потока массы (массовой скорости течения) m и нормальную скорость распространения пламени v при условии, что скорость химической реакции постоянна:

$$m^2 = \frac{2\lambda}{C_p} W, \quad (2)$$

$$v = \frac{m}{\rho} = \frac{1}{\rho} \sqrt{\frac{2\lambda W}{C_p}}, \quad (3)$$

где λ — коэффициент теплопроводности, одинаковый для исходного и конечного продуктов реакции; C_p — изобарная теплоемкость, одинаковая для исходного и конечного продуктов реакции; W — скорость расходования исходного реагента; ρ — плотность участников реакции горения.

Турбулентное диффузионное пламя

Рассматривается идеальный случай осесимметричного турбулентного диффузионного пламени. Данная модель аналогична принятой для ламинарного пламени, за исключением того, что вместо молекулярной массы используется эффективная вязкость, которая постоянна по всему пространству. Пренебрегаются всеми эффектами, связанными с изменением плотности, кроме расчета потока количества движения, в котором используется действительная плотность подаваемого вещества — горючего. Учитываются пульсации величины f и связанных с ней параметров. Основные параметры осредняются по времени. Тогда математическое описание идеального турбулентного пламени имеет вид [1]:

$$\frac{\bar{u}}{u_0} = \bar{f} = 6,57 \frac{D_0}{x} \left(\frac{\rho_0}{\rho_\infty} \right)^{0,5} \left[1 + 58 \left(\frac{r}{x} \right)^2 \right]^{-2}, \quad (4)$$

где $D_0 = 2r_0$; ρ — плотность.

При определении режимов турбулентного горения в соответствии с рекомендациями [2] скорость распространения турбулентного пламени по аналогии с формулой (3):

$$v_T = \frac{1}{\rho} \sqrt{\frac{2\lambda_T W_T}{C_p}}, \quad (5)$$

где индекс « T » — соответствует осредненным по времени параметрам.

Горение капли жидкого топлива

В большинство энергетических устройств и печей жидкие топлива впрыскиваются в пространство

камеры сгорания в виде капель. Существуют математические модели, в которых аналитически описывается процесс горения последних [1, 2]. Основные допущения при этом следующие: предполагается, что существует сферическая симметрия, т.е. не рассматриваются нерадиальные движения газа; состояние газа является квазистационарным; плотность газа значительно меньше плотности жидкости и количество топлива, находящегося в газовой фазе, в любой момент времени значительно меньше, чем в капле; расстояние между каплями значительно больше, чем диаметры капель; кинетические константы таковы, что значительного проникновения топливного пара или окислителя через зону реакции не происходит; коэффициенты переноса Γ не зависят от радиуса. Опуская подробности решения данной задачи, запишем конечные формулы для определения скорости горения (6) и времени горения (7) капли:

$$\frac{G_0}{\Gamma_\Phi} r_0^2 \left(\frac{1}{r_0} - \frac{1}{r} \right) = \ln \left[1 + \frac{\Phi_0 - \Phi}{-\Gamma_\Phi \left(\frac{d\Phi}{dr} \right)_0 / G_0} \right], \quad (6)$$

$$t_r = \frac{D_0^2 \rho_{\text{ж}}}{8\Gamma_{\text{hOK}} \ln \left[1 + \frac{\{C(T_\infty - T_{\text{КИП}}) + H m_{\text{OKse}} / S\}}{-Q_0 / G_0} \right]}, \quad (7)$$

где G_0 — скорость массообмена; D_0 — начальный диаметр капли; Γ — массовая доля химически инертного вещества; r — радиус капли; H — энтальпия; m — масса; T — температура; $\rho_{\text{ж}}$ — плотность топлива; S — количество окислителя; Q — количество теплоты, выделившееся при сгорании топлива. В выражениях использованы следующие индексы: ОК — окислитель; КИП — кипение; 0 — начальное значение величины; ∞ — значение параметра на некотором удалении.

В соответствии с теорией Шваба-Зельдовича [2, 3] время полного сгорания t_r определяется следующей формулой:

$$t_r = \frac{4\pi}{3} \rho_{\text{ж}} r_{\kappa,0}^3 \frac{1}{m}, \quad (8)$$

где $\rho_{\text{ж}}$ — плотность жидкого топлива; $r_{\kappa,0}$ — радиус капли в начальный момент времени; m — скорость испарения с поверхности капли, которая также рассчитывается [2].

Комбинация модели горения капли и модели турбулентных струй

Время, требующееся для того, чтобы капли подаваемого топлива, двигаясь вдоль оси, достигли стехиометрической поверхности, можно вычислить следующим образом. Длина начального участка струи определяется выражением [1]

$$x_1 = 6,57 \left(\frac{\rho_0}{\rho_\infty} \right)^{0,5} D_0, \quad (9)$$

Время достижения капель конечной точки контура стехиометрического состава

$$t_{\text{смex}} = 0,5 \frac{x_1}{u_0} \left[1 + \left(\frac{x_{\text{смex}}}{x_1} \right) \right]^2. \quad (10)$$

Если жидкое топливо подано в виде капель, то можно вычислить время испарения капель

$$t_{\text{исп}} = \frac{D_0^2 \rho_{\text{ж}}}{8\Gamma_{\text{исп}} \ln \left[1 + \frac{C(T_\infty - T_0)}{L} \right]} \quad (11)$$

и сравнить его с величиной $t_{\text{смex}}$. Если время испарения капли превышает время смешения в струе, то следует использовать модель горения капель. Такое положение имеет место в ракетных двигателях. В другом предельном случае следует использовать модель горения при смешении струй, применимую для пламени в печах.

Уравнения аэродинамики

В настоящее время для детального расчета температурного состояния настенного металла в современных котлах требуется знание локальных тепловосприятий на всех участках топочных стен. Кроме того, нужно знать результирующий радиационный тепловой поток в выходном окне топочной камеры.

Поэтому горение топлива в топочном объеме необходимо рассматривать как совокупность взаимообусловленных аэродинамических, тепловых и химических процессов. Очень часто как раз физические факторы оказывают определяющее влияние на полноту сгорания и условия воспламенения. Только при идеальном перемешивании (что рассматривалось выше) аэродинамическими процессами можно пренебречь. Рассмотрим основные уравнения, которые описывают реагирующую газовую смесь.

Для произвольного объема, ограниченного гладкой поверхностью, запишем выражение, отражающее закон сохранения массы k -го компонента газовой смеси:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla_i (\rho v_i) = 0. \quad (12)$$

Определим относительную массовую концентрацию k -го вещества

$$Y^k = \rho^k / \rho,$$

где ρ^k — плотность k -го компонента, ρ — плотность смеси, t — время, v_i — компонента скорости.

Введём в рассмотрение относительную скорость $V = v^k - v$, относительно наблюдателя, движущегося со скоростью центра масс v , и запишем уравнение неразрывности компонентов смеси:

$$\frac{\partial Y^k}{\partial t} = -v_i \nabla_i Y^k - \frac{1}{\rho} \nabla_i (\rho Y^k v_i^k) + \frac{W^k}{\rho}, \quad (13)$$

где W^k — скорость изменения массы k -го компонента.

Для импульса единицы объема ρv_i и для энергии единицы объема ρe запишем:

$$\frac{\partial (\rho v_i)}{\partial t} + \nabla_j (\rho v_i v_j) = \nabla_j \sigma_{ij} + \sum_k \rho^k f_i^k; \quad (14)$$

$$\frac{\partial (\rho e)}{\partial t} + \nabla_i (\rho e v_i) = \nabla_i (\sigma_{ij} v_j) - \nabla_i q_i + \sum_k \rho^k f_i^k v_i^k, \quad (15)$$

где σ_{ij} — тензор напряжений, q — компонента вектора плотности потока тепла, f_i^k — компонента равнодействующей внешних сил.

Данные выражения дополняются уравнением состояния и граничными условиями. Решается система (12) – (15) численными методами [2, 4], что позволяет рассчитать не только суммарный и локальный теплообмен, но и структуру потоков излучения в топочном пространстве, а также соотношение лучистой и конвективной составляющих теплопереноса к каждому участку стен и помогает отыскать оптимальные значения при выборе размеров и формы топочной камеры, количество и расположение горелок.

Библиографический список

1. Сполдинг, Д.Б. Горение и массообмен / Д.Б. Сполдинг. — М.: Машиностроение, 1985. — 237 с.

2. Пашков, А.Т. Основы теории горения / А.Т. Пашков. — М.: Изд-во МЭИ, 2002. — 136 с.

3. Зельдович, Я.Б. Математическая теория горения и взрыва / Я.Б. Зельдович. — М.: Наука, 1980. — 582 с.

4. Михайлов, А.Г. Методы расчета теплообмена в топках котлов / А.Г. Михайлов // Омский научный вестник. Серия «Приборы, машины и технологии». — Омск, 2008. — № 3 (70). — С. 81 – 84.

МИХАЙЛОВ Андрей Гаррьевич, кандидат технических наук, доцент кафедры «Гидромеханика и транспортные машины».

Адрес для переписки: 644050, г. Омск, пр. Мира, 11.

Статья поступила в редакцию 16.12.2009 г.

© А. Г. Михайлов

УДК 621.316.3

**А. С. НЕНИШЕВ
А. В. ГЛАЗЫРИН**

Омский государственный
технический университет

НОВАЯ СХЕМА ЦИРКУЛЯЦИИ КОТЛОВ КВ-ГМ-3,65 С ПООЧЕРЕДНО СМЕЩЕННЫМИ МЕМБРАНАМИ

Разработаны и успешно эксплуатируются новые стальные водогрейные котлы серии КВ-ГМ, в которых в активном теплообмене участвует более 92% поверхности нагрева работающей под давлением. Новая схема циркуляции котла обеспечивает повышенные скорости воды в теплонапряженной части топочного экрана.

Ключевые слова: несимметричная нагрузка, водогрейный котел.

Основным фактором, определяющим надежность работы водогрейных котлов, является исключение парообразования в любом из элементов поверхности нагрева котла на всех режимах работы.

Тепловые расчеты существующего водогрейного котла КВ-ГМ — 3,65 показывают, что локальное теплонапряжение в определенных местах поверхности нагрева заметно меняется в различных частях поверхности нагрева котла. Соответственно, в этих местах количество теплоты, отводимой циркулирующей в трубах водой должно увеличиваться для исключения процесса парообразования.

В то же время в традиционных конструкциях водогрейных котлов скорость движения воды во всех параллельно включенных трубах сохраняется одинаковой, с усреднением в зависимости от величины поступающих тепловых потоков.

Поэтому одной из основных задач, при разработке новых конструктивных схем водогрейных котлов этой серии, является обеспечение надежного охлаждения стенок труб в области максимального несимметричного тепловосприятия вокруг ядра горения факела, в местах наброса на экраны и первых рядах конвективного пучка труб с одновременным снижением тепловых разверок в цельносварной трубной панели.

Конструкция котла с новыми поверхностями нагрева [1] компоновалась таким образом, чтобы

скорость движения воды в трубах заметно возрастала в зоне ядра горения или в местах возможного наброса факела на экраны, т.е. там, где увеличивается тепловое напряжение поверхности нагрева. Необходимая скорость воды в трубах экранов, в соответствии с падающими тепловыми потоками на каждом участке экрана рассчитывалась для каждого вида топлива и максимальной нагрузки котла по формуле [1]

$$w = \frac{v}{d} \times \left[\frac{1}{0,023 \times Pr_{ж}^{0,43} \times \frac{\lambda}{d} \times \left(\frac{\Delta t}{\beta \times \mu \times q_{max}} - \frac{2\delta}{\lambda(1+\beta)} \right)} \right]^{1,25}, \quad (1)$$

где w — скорость воды в трубах, м/с; v — кинематическая вязкость воды, m^2/c ; d — внутренний диаметр трубы (канала), м; $Pr_{ж}$ — критерий Прандтля для воды; l — коэффициент теплопроводности, $вт/(m^{\circ}K)$; q_{max} — максимальная плотность теплового потока, $вт/m^2$; Δt — температурный напор; δ — толщина стенки трубы (канала), мм; μ — коэффициент растечки теплоты; β — отношение наружного диаметра трубы к внутреннему.

Поверхность нагрева новой конструкции котла с производительностью 3,65 МВт выполнялась из горизонтальных цельносварных мембранных U-образных панелей [1]. Фронтальной экран с меньшим уровнем

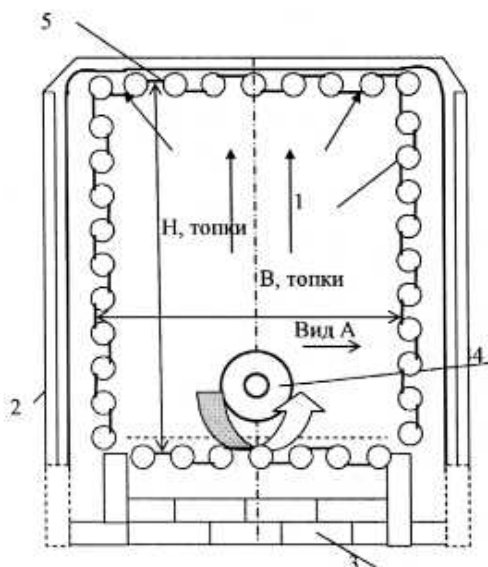


Рис. 1. Расчетная схема водогрейных котлов серии КВ-ГМ-3,65:

- 1 – топочная цельносварная панель с поочередно смещенными мембранами,
- 2 – съемная, теплоизолированная панель,
- 3 – кирпичная кладка из огнеупора,
- 4 – устье горелки, 5 – потолочный экран

теплового напряжения, выполнялся из вертикальных мембранных панелей, в верхней части переходящих в потолочный экран. Газо-мазутные горелки устанавливались в нижней части фронтального экрана.

Для увеличения скорости воды в наиболее теплонапряженной части топки (на уровне оси горелок), в первом ходе воды включалось меньшее количество U-образных труб [1]. Далее по ходу газов и уменьшением температуры газов по высоте топки, количество параллельно включенных труб возрастает, а массовая скорость воды снижается. В результате такого включения гидравлическая схема водогрейного котла становится соответствующей тепловосприимчивости топочных экранов. Тепловое напряжение поверхности нагрева q_{max} в точке максимального тепловосприимчивости наиболее нагруженной части топки определяется по нормативному методу [2]. Затем по известной зависимости температуры насыщения воды для рабочего диапазона давлений по формуле (1) определяется массовая скорость воды в трубах экранов. Расчет массовой скорости w воды в элементах параллельных труб, последовательно для каждого участка, с учетом рабочего давления воды и снижения температуры газов [2], практически устраняет вероятность парообразования воды в котле для любого режима работы.

Это является одним из основных факторов, влияющих на надежность и долговечность работы котла при частых изменениях нагрузки. При изменении нагрузки котла, поверхности нагрева топки не подвергаются резким температурным перепадам. Температуры стенок соседних труб в панели практически не отличаются.

Предлагаемая новая схема включения поверхностей нагрева значительно снижает вероятность парообразования воды в трубах в пределах топочного объема, при колебаниях нагрузки котла или возможных изменениях давления воды. Симметричная часть элемента бокового внутреннего экрана котла приведена на (рис. 1, 2).

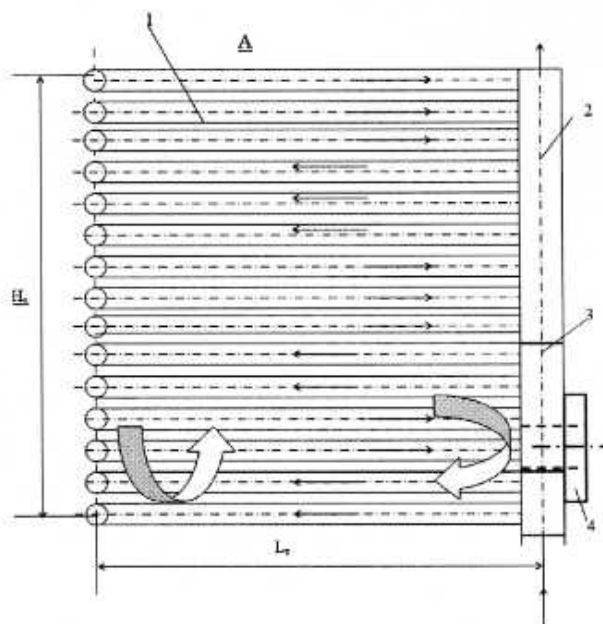


Рис. 2. Расчетная схема топки и новая гидравлическая схема циркуляции водогрейного котла тепловой производительностью 3,65 МВт:

- L – длина топки; H – высота топки; 1 – экранные трубы;
- 2 – правый коллектор внутреннего экрана по рис.1;
- 3 – перегородки с отверстиями; 4 – горелка

Расчеты, выполненные по нормативному методу [2], показывают, что увеличение скорости воды в трубах от 1 м/с до 2 м/с, при прочих равных условиях, позволяет снизить температуру стенки на 21°C . В новых поверхностях нагрева водогрейных котлов, скорость воды увеличивалась только в первых контурах по воде вокруг высокотемпературной зоны ядра горения. Далее по высоте топки (по ходу газов) количество параллельно включенных труб увеличивалось, а скорость воды снижалась. В хвостовой конвективной части, где уровень температур газов падает до 773 К (500°C), скорость воды еще меньше [1]. В целом по котлу, гидравлическое сопротивление остается на том же уровне и может оказаться даже меньше чем в обычных конструкциях.

Головные образцы котлов КВ-ГМ-3,65 с новой конвективной поверхностью из элементов шахматных пучков труб с поочередно смещенными мембранами работают с 1998 года в котельных АО «АТКЭ», г. Алматы и в других регионах Казахстана.

Все комплексные теплотехнические испытания выполнены силами режимно-наладочной службы АО «АТКЭ». Всего выполнено более семидесяти девяти предварительных наладочных и балансовых теплотехнических испытаний на природном газе в диапазоне тепловой производительности от 2,5 до 4,5 МВт. Первичные опытные данные испытаний хранятся в ПКТБ «Сантехломашприбор» (г. Караганда), АО «КазНИИ энегетики им. академика Ш.Ч.Чоккина» и АО «АТКЭ» (г. Алматы).

Основные результаты испытаний приведены в табл. 1, откуда видно, что в диапазоне тепловой мощности котла от 2,5 до 4,5 МВт КПД изменялся от 92 % до 94 %, разрежение за котлом от 160 Па до 410 Па. Расход воды через котел составил 22,25 кг/с. Температура уходящих газов изменялась от 393 К (112°C) до 398 К (126°C), при коэффициенте избытка воздуха за котлом от 1,10 до 1,16. Содержание окиси углерода $(\text{CO})_{\alpha=1}$ в сухих уходящих газах в пересчете на коэф-

Основные результаты испытаний котла КВ-ГМ-3,65 на природном газе АО «АТЭК»

№ п/п	Основные параметры	Обозн.	Опыт 1	Опыт 2	Опыт 3	Опыт 4
1	2	3	4	5	6	7
1	Температура горячей воды	°C	96,9	103,4	115,0	110,7
2	Температура обратной воды	°C	61,5	62,2	62,7	63,4
3	Расход воды через котёл	кг/с	22,23	22,23	22,23	22,23
4	Тепловая производительность котла	МВт	3,29	3,84	4,87	4,4
5	Расход газа	м³/ч	426,7	495,1	634,1	571,4
6	Низшая теплота сгорания природного газа	МДж/м³	34,05	34,05	34,05	34,05
7	Коэффициент избытка воздуха за котлом		1,10	1,12	1,15	1,14
8	Температура уходящих газов	°C	123	132	138,8	135,7
		K	396	405	411,8	408,7
9	Разрежение за котлом	Па	215	236	248	241
10	Гидравлическое сопротивление котла	МПа	0,21	0,21	0,21	0,21
11	Потери тепла с уходящими газами	%	4,3	4,07	4,82	4,64
12	Потери тепла в окружающую среду q_2	%	1,5	1,43	1,38	1,36
13	КПД	%	94,2	94,5	93,8	94,0
14	Содержание окиси углерода	%	0,0	0,0	0,0	0,0
15	Давление газа за ГРП	Па	47	47	47	47

фициент избытка воздуха равном единице, отсутствует. Следует отметить, что максимальная температура наружной поверхности котла в местах доступных при обслуживании, наблюдалась на наружном кожухе и изменялась в пределах от 303 К (30 °C) до 313 К (40 °C).

Полученные по данным табл. 1 зависимости значений КПД от производительности котла аппроксимировались уравнением, описывающим кривую близкую к параболе. Эта кривая имеет максимальное значение ($\eta = 94\%$) при тепловой производительности порядка 3,65 МВт. Технические решения, выполняемые на котельных Северо-Восточного Энергетического комплекса (г. Алматы) позволяют повысить КПД котла еще на 1-2 %, таким образом котлы могут превосходить аналоги по эффективности. При достигнутой на испытаниях максимальной тепловой мощности котла $Q_t = 3,88$ МВт значение КПД находится в пределах 93,5 %. Измеренное значение $\Delta t_s = 25$ К (превышение температуры воды в поверхностях нагрева над температурой кипения воды) не превышала пределов по ГОСТ.

По итогам теплотехнических испытаний и длительного срока эксплуатации (более 7 лет) котлов се-

рии КВ-ГМ-3,65 были даны рекомендации режимно-наладочной службы АО «АТЭК» и «РЭКХ» и начато серийное производство стальных водогрейных котлов по ТУ 650 РК-4602641-001-97 г. и СТ ТОО 40587989-01-2007.

Библиографический список

1. Пат. 3457 Республика Казахстан: Топочный экран / Р.К. Орумбаев, Б.К. Алияров, Ю.Э. Айрих. и др. ; опубл. 15.05.2001, Бюл. № 5.
2. Тепловой расчет котельных агрегатов: Нормативный метод / ред. Н.В. Кузнецов и др. — М., 1973. — С. 295.

НЕНИШЕВ Анатолий Степанович, доктор технических наук, заведующий кафедрой «Теплоэнергетика».

Адрес для переписки: e-mail: asnenishev@mail.ru

ГЛАЗЫРИН Александр Васильевич, аспирант кафедры «Теплоэнергетика».

Адрес для переписки: e-mail: vasyglasyrin@rambler.ru

Статья поступила в редакцию 28.12.2009 г.

© А. С. Ненишев, А. В. Глазырин

Книжная полка

Лубнин, М. А. Проектирование сварных конструкций [Текст] : учеб. пособие для вузов / М. А. Лубнин, С. А. Готовко ; Сиб. гос. аэрокосм. ун-т им. М. Ф. Решетнева. — Красноярск : Изд-во Сиб. гос. аэрокосм. ун-та, 2008. — 106 с. : рис., табл. — ISBN 978-5-86433-382-2.

Описаны технологические основы проектирования сварных конструкций, конструктивные особенности изделий различного назначения, изготавливаемых с применением технологий сварки; особенности расчета сварных соединений на прочность и используемые для этого методики.

ЧИСЛЕННОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ МЕСТНОЙ УСТОЙЧИВОСТИ АРОЧНЫХ ПРОФИЛЕЙ ТРАПЕЦИЕВИДНОГО СЕЧЕНИЯ

Представлены результаты численного моделирования местной устойчивости арочного профиля с количественной оценкой влияния геометрического радиусагиба.

Ключевые слова: арочный профиль, трапецевидное сечение, численное моделирование, метод конечных элементов, потеря местной устойчивости.

Введение

Рассмотрено явление местной потери устойчивости сжатых элементов тонкостенного холоднокатаного арочного проката трапецевидного поперечного сечения, которое проявляется в резко нелинейном росте прогибов плоских или криволинейных сжатых участков профиля при достижении внутренними силами критических значений в режиме продольного нагружения с изгибом. Подобный режим нагружения создается в арочном профиле в составе цилиндрических сводов [1, 2, 3, 4].

В открытой печати отсутствуют расчетные и экспериментальные данные о влиянии величины геометрического радиуса арочного профиля на местную устойчивость полок и стенок при совместном действии продольной силы и изгибающего момента. В данной работе представлены результаты численного исследования потери местной устойчивости элементов арочного профиля Н60-0.7 [5] в практическом диапазоне геометрических радиусов профилей, применяемых в строительных конструкциях. Общий вид элемента арочного профиля, использованного для проведения численного эксперимента, и его сечение представлены на рис. 1, где введены обозначения: R — геометрический радиус профиля,

L — длина элемента профиля, $t = 0,7$ мм — толщина материала профиля, a — ширина нижней полки профиля.

Постановка задач исследования и расчетная схема

В работе нас будут интересовать соотношения внутренних сил как интегральных характеристик напряжений в сечении арочного профиля — продольная сила N и изгибающий момент M_x , и непосредственно нормальные напряжения в зонах потери местной устойчивости, доставляющие элементам профиля состояние неустойчивого равновесия по первой форме. Поставленная задача решалась в программном комплексе ANSYS, основанном на методе конечных элементов [6]. При этом значения текущего соотношения внутренних сил N , M_x в арочном профиле получаются в результате статического расчета реального свода [2, 4].

Расчетная схема элемента арочного профиля при моделировании процесса потери местной устойчивости представлена на рис. 2. Длина дуги L в расчетах принималась не менее $(2+3)a$, при этом значения угла γ находились в интервале $0,5 - 3^\circ$ в зависимости от геометрического радиуса профиля R .

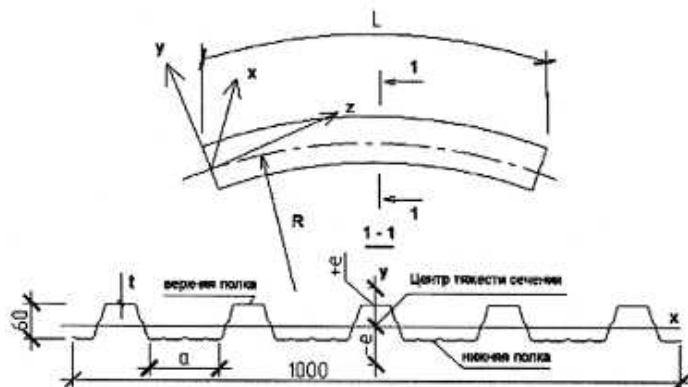


Рис. 1. Общий вид элемента арочного профиля Н-60-0.7 и ее сечение

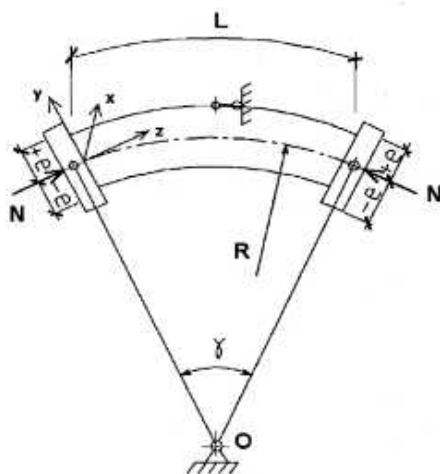


Рис. 2. Расчетная схема анализа местной устойчивости элементов арочного профиля

Жесткость торцевых элементов в расчетной схеме должна быть достаточной для равномерной передачи нагрузки по ширине арочного профиля. Для частичного исключения влияния дополнительных поперечных сил и корректности нагружения продольными силами торцевые элементы раскреплялись жесткими радиальными тяжами в центре окружности O, а внешние нагрузки прикладывались нормально к плоскостям торцевых элементов. Для чистоты численного моделирования нагрузку N целесообразно прикладывать равномерно распределенной вдоль оси x . В данной работе толщина торцевых элементов для профиля Н60-0.7 (толщина листа $t = 0,7$ мм) принята равной 100 мм с закреплением от поворотов относительно осей y и z .

Расчет проводился в режиме «Buckling» (устойчивость) с получением i форм потери устойчивости элементов профиля и соответствующих масштабных коэффициентов устойчивости λ_i . В объеме данной работы анализу подвержена только первая форма местной потери устойчивости, поэтому в дальнейшем индекс $i = 1$ опущен. Ввиду малости угла γ будем считать, что продольная сила равномерно распределена вдоль профиля и равна внешней нагрузке N .

Непосредственно расчет проводился в следующем порядке: задав произвольные значения продольной силы N и эксцентриситета e расчетом в ANSYS находились коэффициенты λ , определяющий величины критических параметров $N_{cr} = \lambda N$ и $M_{scr} = \lambda e N$. Знакопеременный эксцентриситет дает знакопеременный изгибающий момент, таким образом, охватывается весь диапазон значений N/M_x . Следует отметить характерную особенность арочного несимметричного профиля Н60-0.7 - первая форма местной потери устойчивости проявляется в потере устойчивости полок: при положительном эксцентриситете e (положительном изгибающем моменте) теряют устойчивость верхние полки, при отрицательном и нулевом эксцентриситете — нижние.

Расчеты выполнялись в линейной постановке для листовой стали 08Ю липецкого металлургического комбината с модулем упругости $E = 2,06 \cdot 10^5$ МПа (предел текучести $\sigma_{0.2} = 265$ МПа) [7].

Результаты вычислений

Моделирование состояния потери местной устойчивости было проведено для арочного профиля Н60-0.7

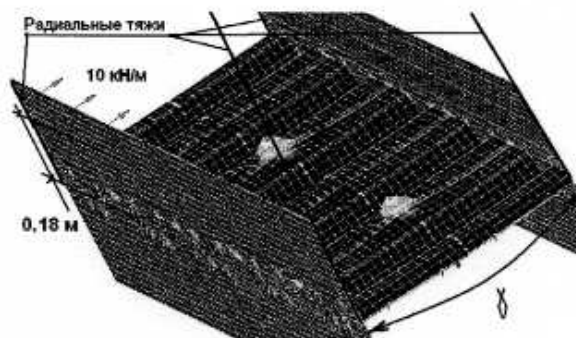


Рис. 3. Первая форма потери устойчивости нижних полок арочного профиля Н60-0.7 с геометрическим радиусом $R = 8$ м, нагруженного продольной силой $N = 10$ кН и моментом $M_x = -1,8$ кНм ($e = -0,18$ м), $\lambda = 3,68$

с геометрическими радиусами 8 м, 23,26 м, 35 м, 50 м и для прямого профиля. В качестве иллюстрации на рис. 3 представлена первая форма потери устойчивости для профиля с геометрическим радиусом $R = 8$ м, нагруженного продольной силой $N = 10$ кН и моментом $M_x = -1,8$ кНм с коэффициентом $\lambda = 3,68$. На рисунке показан вид снизу на более широкие полки, потерявшие устойчивость. Некоторая неодинаковость прогибов полок обусловлена погрешностями геометрического моделирования профиля и не абсолютной жесткостью торцевых пластин.

Результаты вычислений коэффициентов λ для практического диапазона радиусов профилей с пересчетом в критические внутренние силы приведены в табл. 1–4. В последней колонке таблиц приведены расчетные значения критических нормальных напряжений σ_{cr} в соответствующих полках профиля, возникающих при действии критических внутренних сил (в расчетах знак минус сжимающей продольной силы опущен):

$$\sigma_{cr} = \frac{N_{cr}}{A} + \frac{M_{scr}}{W_x^*}$$

При этом напряжения рассчитаны в полках, теряющих устойчивость, то есть при положительном моменте — для верхней полки, при отрицательном и нулевом — для нижней.

Используемые в расчете геометрические характеристики сечения профиля Н-60-0.7 (рис. 1) определены с помощью программного комплекса SCAD Office в подпрограмме Tonus [8]:

- площадь сечения профиля $A = 0,001004$ м²;
- момент сопротивления для верхней полки (в расчете используется при приложении продольной силы N с положительным эксцентриситетом e , положительный изгибающий момент M) $W_x^+ = 0,00001631$ м³;
- момент сопротивления для нижней полки (в расчете используется при приложении продольной силы N с отрицательным эксцентриситетом e , отрицательный изгибающий момент M) $W_x^- = 0,00002488$ м³.

Так, например, для профиля с радиусом $R = 8$ м, при эксцентриситете $e = +0,18$ м имеем (табл. 1):

$$\sigma_{cr} = \frac{N_{cr}}{A} + \frac{M_{scr}}{W_x^*} = \frac{21,2}{0,001004} + \frac{3,816}{0,00001631} = 255082 \text{ кН/м}^2 \approx 255 \text{ МПа,}$$

Значения внутренних сил, приводящих к потере первой формы
местной устойчивости арочного профиля Н-60-0.7 при $R = 8$ м

Таблица 1

Приложенная нагрузка			Масштабный коэффициент устойчивости λ	Критические значения внутренних сил		Критические значения нормальных напряжений в наиболее сжатой полке σ_{cr} , МПа
N , кН	Эксцентриситет e , м	$Mx = eN$, кНм		$N_{cr} = \lambda N$, кН	$Mx_{cr} = Mx\lambda$, кНм	
0	—	5	0.82	0	4.1	251
10	0.18	1.8	2.12	21.2	3.816	255
10	0.12	1.2	3.06	30.6	3.672	256
10	0.06	0.6	5.55	55.5	3.33	259
10	0	0	26.47	264.7	0	264
10	-0.06	-0.6	8.9	89	-5.34	303
10	-0.12	-1.2	5.2	52.7	-6.24	303
10	-0.18	-1.8	3.65	36.5	-6.57	300
0	—	-5	1.44	0	-7.2	289

Значения внутренних сил, приводящих к потере первой формы
местной устойчивости арочного профиля Н-60-0.7 при $R = 23,26$ м

Таблица 2

Приложенная нагрузка			Масштабный коэффициент устойчивости λ	Критические значения внутренних сил		Критические значения нормальных напряжений в наиболее сжатой полке σ_{cr} , МПа
N , кН	Эксцентриситет e , м	$N_{cr} = \lambda N$, кН		$N_{cr} = \lambda N$, кН	$Mx_{cr} = Mx\lambda$, кНм	
0	—	5	0.8	0	—	245
10	0.18	1.8	2.03	10	0.18	244
10	0.12	1.2	2.93	10	0.12	245
10	0.06	0.6	5.24	10	0.06	245
10	0	0	24.08	10	0	240
10	-0.06	-0.6	7.6	10	-0.06	259
10	-0.12	-1.2	4.45	10	-0.12	259
10	-0.18	-1.8	3.13	10	-0.18	258
0	—	-5	1.26	0	—	253

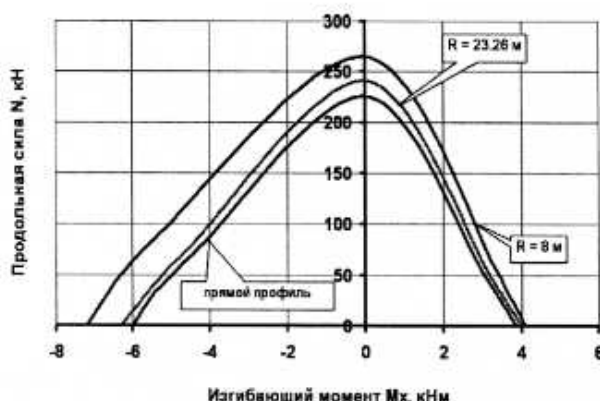
Значения внутренних сил, приводящих к потере первой формы
местной устойчивости арочного профиля Н-60-0.7 при $R = 35$ м

Таблица 3

Приложенная нагрузка			Масштабный коэффициент устойчивости λ	Критические значения внутренних сил		Критические значения нормальных напряжений в наиболее сжатой полке σ_{cr} , МПа
N , кН	Эксцентриситет e , м	$N_{cr} = \lambda N$, кН		$N_{cr} = \lambda N$, кН	$Mx_{cr} = Mx\lambda$, кНм	
0	—	5	0.79	0	3.95	242
10	0.18	1.8	2.02	20.2	3.636	243
10	0.12	1.2	2.91	29.1	3.492	243
10	0.06	0.6	5.19	51.9	3.114	243
10	0	0	23.71	237.1	0	236
10	-0.06	-0.6	7.45	74.5	-4.47	254
10	-0.12	-1.2	4.36	43.6	-5.232	254
10	-0.18	-1.8	3.05	30.5	-5.49	251
0	—	-5	1.2	0	-6	241

Значения внутренних сил, приводящих к потере первой формы местной устойчивости прямого профиля Н-60-0.7

Приложенная нагрузка			Масштабный коэффициент устойчивости λ	Критические значения внутренних сил		Критические значения нормальных напряжений в наиболее сжатой полке σ_{cr} , МПа
N, кН	Эксцентриситет e, м	$M_{xcr}=eN$, кНм		$N_{cr}=\lambda N$, кН	$M_{xcr}=M_{x\lambda}$, кНм	
0	—	5	0.77	0	3.85	236
10	0.18	1.8	1.97	19.7	3.546	237
10	0.12	1.2	2.84	28.4	3.408	237
10	0.06	0.6	5.05	50.5	3.03	236
10	0	0	22.56	225.6	0	225
10	-0.06	-0.6	7.28	72.8	-4.368	248
10	-0.12	-1.2	4.29	42.9	-5.148	250
10	-0.18	-1.8	3.04	30.4	-5.472	250
0	—	-5	1.2	0	-6	241

Рис. 4. Диаграмма границ первой формы местной потери устойчивости полок арочного профиля Н60-0.7 для геометрических радиусов 8 м, 23.26 м и для прямого профиля в координатах $N(M_x)$

а при эксцентриситете $e = -0.18$ м:

$$\sigma_{cr} = \frac{N_{cr}}{A} + \frac{M_{xcr}}{W_x} = \frac{36.5}{0.001004} + \frac{6.57}{0.00002488} = 300422 \text{ кН/м}^2 \approx 300 \text{ МПа}.$$

На базе полученных табличных значений были построены границы областей первой формы потери местной устойчивости полок для профиля Н60-0.7 с геометрическими радиусами 8 м, 23.26 м и для прямого профиля (рис. 4).

Выводы

В процессе выполнения данной работы были получены следующие результаты:

— выполнена расчетная оценка влияния величины геометрического радиуса арочного профиля Н60-0.7 на местную устойчивость;

— значения расчетных критических внутренних сил и нормальных напряжений, соответствующих первой форме потери местной устойчивости полок профиля с уменьшением радиуса арочного профиля (с увеличением кривизны) увеличиваются;

— отличие расчетных значений критических внутренних сил для прямого и арочного профиля Н60-0.7 с радиусом $R = 8$ м, например в нижней полке, могут достигать 17 %;

— значения расчетных критических напряжений для арочного профиля Н60-0.7 практического диапазона радиусов находятся в интервале 225 – 307 МПа;

— при радиусах арочного профиля Н60-0.7 более 25 м расчетная потеря местной устойчивости полок наступает до достижения расчетного сопротивления стали 08Ю;

— диаграммы границ первой формы местной потери устойчивости полок арочных профилей для практических диапазонов радиусов строительных конструкций должны быть включены в параметры арочных профилей наравне с геометрическими характеристиками в сортаменте.

Библиографический список

1. Еремеев, П.Г. К проектированию бескаркасных конструкций арочных сводов из холодногнутых тонколистовых стальных профилей / П.Г. Еремеев, Д.Б. Киселев, М.Ю. Арменский // Монтажные и специальные работы в строительстве. — 2004. — № 7. — С. 54–57.
2. Афанасьев, В.Ю. Несущие арочные покрытия из трапециевидного профиля производства ООО «Монтажпроект», г. Омск. / В.Ю. Афанасьев, С.А. Макеев, З.Н. Соколовский // Труды Всероссийской научно-технической конференции. — Омск: СибАДИ. — 2006. — С. 81–86.
3. Макеев, С.А. Большепролетные покрытия на основе арочных несущих балок составного сотового сечения / С.А. Макеев, Ю.В. Афанасьев, А.В. Красотина // Строительная механика и расчет сооружений. — 2008. — № 3. — С. 16–20.
4. Макеев, С.А. Математическая модель бескаркасного двухслойного арочного свода из холодногнутых тонколистовых стальных профилей / С.А. Макеев, А.В. Рудак // Строительная механика и расчет сооружений. — 2009. — № 2. — С. 2–6.
5. ТУ 112-235-39124899-2005. Профили стальные гнутые арочные с трапециевидными гофрами / СибНИИстрой. — Новосибирск, 2005. — 18 с.
6. Чигарев, А.В. ANSYS для инженеров: справ. пособие / А.В. Чигарев, А.С. Кравчук, А.Ф. Смалюк. — М.: Машиностроение-1, 2004. — 512 с.
7. Филимонов, А.И. Диаграмма растяжения рулонной стали 08Ю производства лицецкого металлургического комбината / А.И. Филимонов, С.М. Шмонденко // Материалы IV Всероссийской научно-практической конференции студентов, аспирантов и молодых ученых, 20–21 мая 2009 г. — Омск: СибАДИ, 2009. — Кн. 3. — С. 101–104.
8. Карпиловский, В.С. SCAD OFFICE. Вычислительный комплекс SCAD: учеб. пособие / В.С. Карпиловский, Э.З. Крикунов. — М.: АСВ, 2007. — 592 с.

УДК 621.878

Л. Н. КИСЕЛЁВА

Сибирская государственная
автомобильно-дорожная академия,
г. Омск

К ВОПРОСУ РАСЧЕТА ПАРАМЕТРОВ СТРУЖКИ РЕЗЦА ПОДКАПЫВАЮЩЕЙ МАШИНЫ

В статье представлены новые возможности подкапывающей машины, способствующие повышению эффективной разработки грунтов.

Ключевые слова: подкапывающая машина, рабочие органы, процесс копания.

Трубопроводный транспорт играет большую роль в экономическом развитии страны и не может оставаться без внимания. Он предназначен для доставки массовых жидких и газообразных продуктов с мест их добычи на значительные расстояния к местам потребления этих продуктов.

К настоящему времени износ основных фондов трубопроводной транспортной системы составляет более 50 %. Так, например, в газотранспортной системе (ГТС) из 154 тыс. км магистральных газопроводов около 60 % труб используется уже от 10 до 30 лет (срок эксплуатации для стальной трубы 30 лет, полиэтиленовой 50 лет), причем срок изоляции, защищающей трубопровод от коррозии, составляет не более 15 лет. Все это на фоне долговременной эксплуатации трубопроводов, их износа определило необходимость выполнения большого объема ремонтных работ линейной части трубопровода [1].

В связи с этим остро стоит вопрос о ремонте магистральных трубопроводов без прекращения транспортирования по ним жидких и газообразных продуктов, что сопряжено с большими затратами труда и материальных средств, для экономии которых необходимы наиболее прогрессивные методы строительства и ремонта и ускоренные темпы их проведения.

Работниками нефтегазовой промышленности в содружестве с машиностроителями в последнее время создано более 150 типоразмеров специальных машин и механизмов для строительства и ремонта трубопроводов: краны-трубоукладчики, траншейные роторные экскаваторы, машины для подкопа трубопровода, трубоочистные и трубоизоляционные машины, битумоплавильные установки, трубогибочные станки, электросварочное оборудование, трубовозы, плетевозы и др. [2].

Машина подкапывающая предназначена для разработки и удаления грунта I...V категории включительно, из-под трубопровода предварительно вскрытого сверху и с боков, ниже нижней образующей трубопровода на глубину не менее одного метра. Созданный технологический просвет под трубой должен

быть достаточен для обеспечения нормальной работы очистной и изоляционной машин [3, 4].

Машина используется при любых видах работ, когда необходимо создать просвет под трубой диаметром 1020 мм без подъема трубы из траншеи.

Размер стружки резца определяется как расстояние между траекториями двух соседних резцов (рис. 1). Толщина стружки определяется как отрезок, заключенный между траекториями I и II движения резцов и нормальный к траектории I (рис. 1).

Траектория движения упомянутых резцов в параметрической форме может быть представлена уравнениями:

$$y_1 = \vartheta \cdot \frac{\varphi}{\omega} + R \cdot \sin \varphi, \quad (1)$$

$$x_1 = R \cdot \cos \varphi, \quad (2)$$

$$y_2 = \vartheta \cdot \frac{\varphi}{\omega} + R \cdot \sin (\varphi - \varphi_0), \quad (3)$$

$$x_2 = R \cdot \cos (\varphi - \varphi_0), \quad (4)$$

где x_1, y_1, x_2, y_2 — координаты режущих кромок соседних резцов, угол между которыми равен φ_0 (рис. 2); R — радиус установки режущей кромки резцов; φ — угол поворота резца I к оси X; ϑ — скорость движения подкапывающей машины; ω — угловая скорость вращения барабана подкапывающей машины.

Уравнение нормали определяется следующим образом:

$$y_2 - y_1 = k (x_2 - x_1), \quad (5)$$

где k — угловой коэффициент нормали.

Тогда толщину стружки можно определить из выражения:

$$h = \sqrt{(y_2 - y_1)^2 + (x_2 - x_1)^2}. \quad (6)$$

С учетом зависимости (5) имеем

$$h = (x_2 - x_1) \sqrt{1 + k^2}. \quad (7)$$

Если предположить, что точке I' нормали соответствует угол поворота ротора φ , то точке $2'$ нормали соответствует угол поворота ротора φ_2 , не равный углу φ .

Тогда уравнения (3) и (4) запишутся следующим образом:

$$y_2 = \vartheta \cdot \frac{\varphi_2}{\omega} + R \cdot \sin(\varphi_2 - \varphi_0), \quad (8)$$

$$x_2 = R \cdot \cos(\varphi_2 - \varphi_0). \quad (9)$$

Угловой коэффициент нормали k уравнения (5) находим по формуле:

$$k = - \frac{1}{\frac{dx_1}{dy_1}}. \quad (10)$$

С учетом уравнений (1) и (2) получим:

$$k = \frac{R \sin \varphi}{\frac{\vartheta}{\omega} + R \cos \varphi}. \quad (11)$$

Подставляя выражения (1), (2), (8), (9), (11) в уравнение (5), запишем следующее:

$$\begin{aligned} y_2 &= \vartheta \cdot \frac{\varphi_2}{\omega} + R \cdot \sin(\varphi_2 - \varphi_0) - \vartheta \cdot \frac{\varphi}{\omega} - R \cdot \sin \varphi = \\ &= \frac{R \cdot \sin \varphi}{\frac{\vartheta}{\omega} + R \cos \varphi} [R \cdot \cos(\varphi_2 - \varphi_0) - R \cdot \cos \varphi]. \end{aligned} \quad (12)$$

Откуда получим уравнение:

$$\begin{aligned} F(\varphi_2, \vartheta) &= \vartheta \cdot \frac{\varphi_2}{\omega} + R \cdot \sin(\varphi_2 - \varphi_0) - \vartheta \cdot \frac{\varphi}{\omega} - R \cdot \sin \varphi - \\ &- \frac{R^2 \cdot \sin \varphi}{\frac{\vartheta}{\omega} + R \cos \varphi} [\cos(\varphi_2 - \varphi_0) - \cos \varphi] = 0. \end{aligned} \quad (13)$$

Из полученного уравнения (13) необходимо найти угол φ_2 .

Однако уравнение (13) является трансцендентным и поэтому не решается в радикалах. Ввиду того, что скорость движения подкапывающей машины ϑ чрезвычайно мала, то можно найти приближенное решение последнего уравнения в виде:

$$\varphi_2 = \varphi_2(0) + \frac{d\varphi_2}{d\vartheta}(0) \cdot \vartheta, \quad (14)$$

где $\varphi(0)$ — решения уравнения (13) относительно переменной φ_2 при $\vartheta = 0$; $\frac{d\varphi_2}{d\vartheta}(0)$ — значение производной переменной φ_2 по переменной ϑ при $\vartheta = 0$.

Не трудно заметить, что при $\vartheta = 0$ уравнение (13) имеет решение:

$$\varphi_2 = \varphi + \varphi_0. \quad (15)$$

Величину производной $\frac{d\varphi_2}{d\vartheta}$ определим по формуле:

$$\frac{d\varphi_2}{d\vartheta} = - \frac{\partial F / \partial \vartheta}{\partial F / \partial \varphi_2}, \quad (16)$$

где $\frac{\partial F}{\partial \vartheta}$, $\frac{\partial F}{\partial \varphi_2}$ — значения частных производных пра-

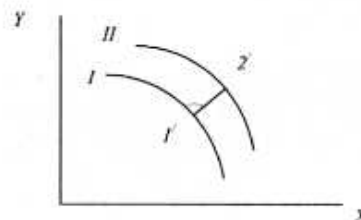


Рис. 1. Траектория движения режущих кромок двух соседних резцов

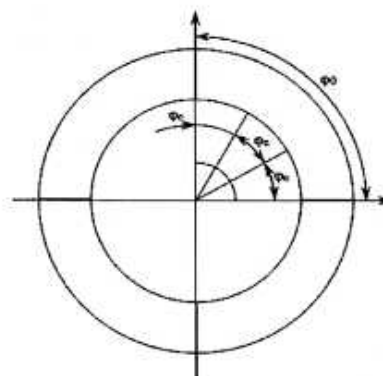


Рис. 2. Схема расположения резцов на боковой поверхности ротора

вой части выражения (13) по переменным и при значениях $\varphi_2 = \varphi + \varphi_0$.

$$\frac{\partial F}{\partial \vartheta} = \frac{\varphi}{\omega}, \quad (17)$$

$$\frac{\partial F}{\partial \varphi_2} = \frac{R}{\cos \varphi}. \quad (18)$$

С учетом последних выражений формула (16) преобразуется следующим образом:

$$\frac{d\varphi_2}{d\vartheta} = - \frac{\varphi_0 \cos \varphi}{\omega R}. \quad (19)$$

Тогда решение уравнения (14) выглядит следующим образом:

$$\varphi_2 = \varphi + \varphi_0 - \frac{\varphi_0 \cos \varphi}{\omega R} \cdot \vartheta. \quad (20)$$

Чтобы найти толщину срезаемой стружки, разложим множители в формуле (7) в ряд Маклорена по параметру ϑ .

С учетом уравнений (1), (2), (8), (9), (20) получим

$$\begin{aligned} x_2 - x_1 &= R \left[\cos \left(\varphi - \frac{\varphi_0 \cdot \vartheta}{\omega \cdot R} \cos \varphi \right) - \cos \varphi \right] = \\ &= \frac{R \cdot \vartheta}{\omega \cdot R} \varphi_0 \sin \varphi \cos \varphi = \frac{\vartheta \cdot \varphi_0}{\omega} \sin \varphi \cos \varphi. \end{aligned} \quad (21)$$

Разложение в ряд Маклорена по параметру выражения (11) принимает вид:

$$k = \operatorname{tg} \varphi - \frac{\sin \varphi \operatorname{tg} \varphi}{\omega R} \cdot \vartheta. \quad (22)$$

И, соответственно

$$\sqrt{1+k^2} = \frac{1}{\cos \varphi} \left(1 - \frac{\sin^3 \varphi}{R \omega} \vartheta \right). \quad (23)$$

Подставляя выражения (21) и (23) в уравнение (7) и пренебрегая величинами второго порядка малости, имеем

$$h = \frac{\varphi_0 \vartheta}{\omega} \sin \varphi. \quad (24)$$

Погонный объем грунта, вынимаемый из забоя одним резцом, составит

$$V = \int_{s_1}^{s_2} h \cdot dS, \quad (25)$$

где dS — бесконечно малая величина дуги траектории резца l .

С учетом формул (1) и (2) и далее разлагая в ряд по параметру ϑ , получаем

$$dS = \sqrt{\left(\frac{dx_1}{d\varphi} \right)^2 + \left(\frac{dy_1}{d\varphi} \right)^2} d\varphi = \left(R + \frac{\vartheta}{\omega} \cos \varphi \right) d\varphi. \quad (26)$$

Подставляя выражения (24) и (26) в интеграл (25) и пренебрегая величинами второго порядка, получим

$$V = \int_{\varphi_*}^{\varphi_1} \frac{\varphi_0 \vartheta}{\omega} \sin \varphi \left(R + \frac{\vartheta}{\omega} \cos \varphi \right) d\varphi =$$

$$= \frac{\varphi_0 \vartheta}{\omega} [R (\cos \varphi_* - \cos \varphi_1)], \quad (27)$$

где φ_* , φ_1 — угол поворота ротора при заглублении первого резца в забой и его выглублении.

Библиографический список

1. Потенциал. — 2001. — № 4. — С. 2–5.
2. Промысловые трубопроводы и оборудование / Ф.М. Мустафин [и др.]. — М.: ОАО Недр, 2004. — 249 с.
3. Современные технологии и методы организации, специальные машины и новые материалы для ремонта магистральных газопроводов <http://www.oilgas.ru/articles/view/>.
4. Пат. Российская Федерация № 2193713, класс МПК 7 F 16 L 1/028. Машина для удаления грунта из-под магистрального трубопровода / Чельшев В.В., Сауткин В.П., Семин Р.С., Зайчиков Г.И., Вавилов А.Д.; заявитель и патентообладатель Общество с ограниченной ответственностью Производственно-коммерческая фирма «Промтех-НН». — № 2000132655/06; заявл. 27.12.00; опубл. 27.11.02, Бюл. № 33.

КИСЕЛЁВА Лариса Николаевна, аспирантка кафедры «Дорожные машины»

Адрес для переписки: 644080, г. Омск, пр. Мира, 5.

Статья поступила в редакцию 17.11.2009 г.

© Л. Н. Киселёва

УДК 625.08

**В. Н. КУЗНЕЦОВА
Е. С. АВДЕЕВА**

Сибирская государственная
автомобильно-дорожная академия,
г. Омск

ТЕНДЕНЦИИ ПОВЫШЕНИЯ ИЗНОСОСТОЙКОСТИ ЗУБЬЕВ КОВШЕЙ ЭКСКАВАТОРОВ

В статье рассмотрены вопросы повышения эффективности работы землеройных машин. Проведен анализ процесса изнашивания рабочего органа одноковшового экскаватора.

Ключевые слова: рабочие органы, грунт, одноковшовый экскаватор.

Повышение качества и эффективности строительных машин, их долговечности и ремонтпригодности способствует ускорению темпов работы на всех стадиях строительного производства. Важное значение при этом имеет повышение износостойкости подвижных соединений машин и рабочих органов, взаимодействующих со средой. Эти задачи решаются путем совершенствования конструкций машин, применения новых технологических методов их изготовления.

Несмотря на большое влияние износа и затупления режущего инструмента на производительность землеройных машин, ему еще не уделяется должного внимания. В частности, восстановление зубьев —

основного режущего инструмента экскаваторных ковшей — производится большей частью лишь после поломки, потери или когда они изнашиваются настолько, что становится невозможной работа экскаватора.

Эксплуатационные предприятия несут большие потери в связи с износом зубьев ковшей экскаватора и их частой сменой. Более 80 % отказов машин происходит вследствие износа, поэтому в последние годы быстро развивается разработка методов расчета и прогнозирования износа деталей машин.

Большое значение геометрических факторов на процесс резания грунтов позволяет предполагать значительное увеличение сопротивлений грунта от

износа и затупления режущего инструмента. Поэтому меры по ограничению износа и затупления смогут существенно улучшить условия работы и повысить производительность землеройных машин.

Пренебрежение мероприятиями по поддержанию режущей части машин в оптимальном состоянии является следствием неизученности изнашивания режущего инструмента и влияния изнашивания на сопротивление грунтов.

Разнообразие и подчас противоречивость данных, имеющих в технической литературе по природе и механизму изнашивания деталей машин, затрудняет разработку единых методов расчёта на изнашивание [1].

Наблюдения и обмеры показали, что зубья одноковшовых экскаваторов претерпевают значительные геометрические изменения от изнашивания. Работают ковшами, у которых размеры и форма зубьев значительно отличаются от проектных. Основные изменения зубьев, которые необходимо принимать во внимание как факторы, влияющие на процесс резания грунтов, заключаются в следующем:

а) укорочение. Используют зубья, у которых длина рабочей части составляет 50–60 % от проектной, а в отдельных случаях меньше ее в 2,5–3,0 раза;

б) изменение проектного затупления кромки. Затупление уменьшается при разработке песчано-глинистых грунтов без твердых включений. Но в скальных грунтах или грунтах со скальными включениями в кусках размером 0,7–1,2 м (последнее — для машин средней и большой мощности) затупление возрастает до радиуса 10–15 мм. Первоначальное затупление (по радиусу 5–6 мм) сохраняется в песчано-глинистых грунтах с твердыми включениями в кусках размером до 0,2–0,4 м гравитом и известняковом щебне крупностью до 80 мм и замерзших глинистых грунтах;

в) образование площадки или поверхности износа по задней грани. Для зубьев прямых лопат с напорным механизмом независимого и зависимого типов характерно образование площадки износа под отрицательным углом 5–8° к преобладающим траекториям резания. Для прямых лопат с комбинированным напорным механизмом, драглайнов и обратных лопат, а также при разработке скальных грунтов характерно образование криволинейных — выпуклых поверхностей износа;

г) увеличение углов заострения и резания, происходящее от изнашивания ножей и зубьев по передней грани [2].

Полный износ зубьев, как показывает практика, происходит уже после выработки 30...35 тыс. м³ песчано-щебеночных грунтов. При этом угол заострения зуба увеличивается в 2...2,5 раза, достигая 65...70 градусов вместо 26 у нового зуба, а рабочая длина уменьшается в 3...4 раза (рис. 1) [1].

На износ зубьев ковша влияют:

- свойства и структура поверхности слоя металла взаимодействующего с обрабатываемой средой (химический состав стали, способы термообработки, способы формообразования);
- свойства обрабатываемой среды (твердость, прочность, размер частиц, степень однородности);
- нагрузка, приходящаяся на зуб со стороны грунта;
- температура грунта;
- условия взаимодействия с грунтами.

По условиям взаимодействия с грунтами изнашивание зуба ковша экскаватора относится к абразивному. Особенностью его является преобладание разрушения в результате отделения микроскопи-

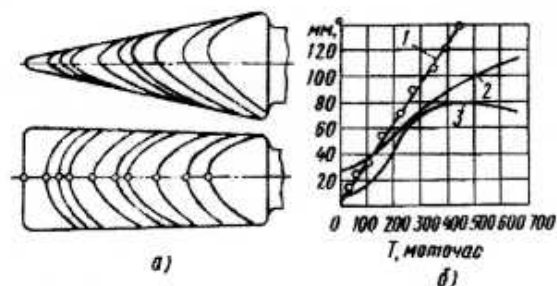


Рис. 1. Характер изменения формы зуба ковша экскаватора (а) и его параметров (б)
1 — длины; 2 — угла заострения;
3 — длины площадки износа

ческих объемов металла частицами грунта, внедряющимися в режущий инструмент благодаря большой твердости. Меньшее значение имеет физико-химическое воздействие кислорода воздуха и влаги в грунте. Изнашивание режущего инструмента в грунтах имеет характер разрушения путем главным образом механического воздействия абразивных частиц.

Главной причиной абразивного изнашивания является многократное пластическое деформирование одних и тех же микрообъемов металла, которое вызывает их усталостное разрушение и отделение частиц металла от поверхностного слоя. Величина износа в большой степени зависит от давления абразива на изнашиваемую поверхность. С увеличением нагрузки износ возрастает. Объясняется это тем, что с повышением нагрузки глубина внедрения активных абразивных частиц, оставляющих царапины на поверхности трения, и число контактирующих с этой поверхностью частиц увеличивается. В результате исследований также было определено, что снижение температуры от +20 °C до –10 °C приводит к увеличению скорости изнашивания в 1,75 раза, а при дальнейшем снижении температуры до –40 °C она увеличивается в 2,5...3 раза.

В России и за рубежом различными исследователями получены аналитические выражения, описывающие процесс изнашивания. Закон изнашивания материалов должен и в общем виде выражать в аналитической форме зависимость износа от многочисленных факторов, и все эти закономерности необходимо описать во времени.

В. Д. Кузнецов определяет процесс абразивного изнашивания как сумму большого числа элементарных процессов царапания.

По Б. И. Костецкому разрушение поверхностного слоя абразивными частицами осуществляется при условии, когда скорость разрушения вторичных структур, возникающих при трении, превышает скорость их образования. Б. И. Костецкий характеризует абразивное изнашивание как срезание частицами микрообъемов металла с поверхностей трения.

Срезанием микрообъемов металла с поверхностей деталей объясняют абразивные изнашивания также М. М. Хрущев, В. Ф. Лоренц, Е. М. Розенберг, Ф. Боуден и Д. Табор, К. Веллингера и Г. Уэлч, Б. Барбанк и другие исследователи.

Предложенная М. М. Тененбаумом формула учитывает лишь один из многочисленных факторов, а именно, глубину внедрения частиц в поверхность h . М. М. Тененбаум указывает, что при внедрении абразивных частиц в поверхность они разрушаются. Процесс раздробления частицы по характеру мгновенно прикладываемой энергии подобен взрыву. Следовательно,

при любом виде абразивного изнашивания материал всегда взаимодействует с абразивом с некоторой степенью динамичности [2].

Исследования, проводимые в СибАДИ, показывают необходимость использования различных конфигураций зубьев ковшей, которые должны быть созданы с учетом ряда параметров, воздействующих на процесс взаимодействия рабочего органа с грунтом. Такие исследования показали, что изготовление зуба ковша целиком из износостойкого материала экономически нецелесообразно. Необходимо защищать от абразивного изнашивания лишь определенные области зуба. Тогда как его тело должно быть выполнено из сталей с повышенными прочностными характеристиками, к примеру, из стали 110Г13Л.

Библиографический список

1. Рейш А.К. Повышение износостойкости строительных и дорожных машин / А.К. Рейш. — М.: Машиностроение, 1986. — С. 97.
2. Ветров А.Ю. Резание грунтов землеройными машинами / А.Ю. Ветров. — М.: Машиностроение, 1971. — С. 139, 146 — 147.

КУЗНЕЦОВА Виктория Николаевна, кандидат технических наук, доцент кафедры «Эксплуатация дорожных машин».

АВДЕЕВА Екатерина Сергеевна, аспирантка кафедры «Эксплуатация дорожных машин».

Адрес для переписки: 644080, г. Омск, пр. Мира, 5.

Статья поступила в редакцию 17.11.2009 г.

© В. Н. Кузнецова, Е. С. Авдеева

УДК 629.45

**Ю. И. МАТЯШ
А. П. СЕМЁНОВ**

Омский государственный
университет путей сообщения

Научно-исследовательский институт
технологии, контроля и диагностики
железнодорожного транспорта,
г. Омск

ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ И ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ХАРАКТЕРА ИСТЕЧЕНИЯ ПОЛИДИСПЕРСНОЙ СРЕДЫ, СОСТОЯЩЕЙ ИЗ ВОЗДУХА И ОТВЕРЖДЕННОГО ДИОКСИДА УГЛЕРОДА

В статье дан анализ существующей проблематики загрязнения воздухопроводов пассажирских вагонов железнодорожного подвижного состава. Приведены результаты санитарно-гигиенического обследования объектов пассажирского комплекса на железнодорожном транспорте Российской Федерации в 2006 г. службами ФГУЗ. Отмечены недостатки существующих технологий очистки воздухопроводов. Описаны основные физико-химические свойства твердого диоксида углерода. Приведены предположительные перспективы развития технологии очистки воздухопроводов пассажирских вагонов гранулами сухого льда.

Ключевые слова: отвержденный диоксид углерода, экспериментальные исследования, воздухопровод, пассажирский вагон, загрязнения, установка очистки.

Опыты по использованию отвержденного диоксида углерода (гранул сухого льда) для очистки тяговых электрических двигателей в ремонтном производстве железнодорожной отрасли были проведены в 2005 г. Было установлено, что он безвреден для человека и может быть использован для очистки сложных поверхностей от различных загрязнений. Для организации процесса очистки обычно применяется установка, принципиальная схема которой приведена на рис. 1. В камеру смешения А одновременно из ком-

прессора КМ подается воздух, характеризующийся следующими параметрами: температура 298 ± 5 К, давление $0,6 \pm 0,3$ МПа; а из контейнера Б — гранулы сухого льда (температура 298 ± 5 К при 0,1 МПа). Теплофизические свойства гранул сухого льда (в дальнейшем CO_2) и воздуха заимствованы из [1].

Компоненты полученной полидисперсной среды в значительной мере отличаются как по температуре, так и по фазовому составу. Однако в литературе отсутствуют сведения об изменении теплофизических

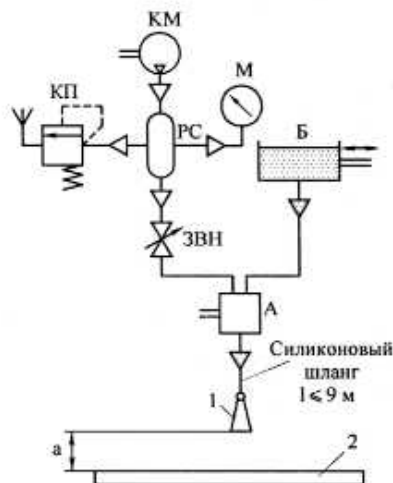


Рис. 1. Экспериментальная установка для оценки воздействия гранул CO_2 на очищаемую поверхность и её температуры:
 КМ – компрессор; ЗВН – запорный вентиль;
 А – смесительная камера;
 Б – контейнер с гранулами сухого льда;
 1 – сопло;
 2 – площадка с размещёнными на поверхности тензометрическими датчиками и датчиками температуры

свойств каждого компонента, как в процессе их смешения, так и при движении по транспортным коммуникациям установки.

Для оценки этих изменений были проведены теоретические и экспериментальные исследования истечения полидисперсной среды, состоящей из воздуха и отвержденного CO_2 .

Исходные условия для численных исследований.

— гранулированный CO_2 имеет форму куба с размерами граней $3 \times 3 \times 3$ мм;

— температура сжатого воздуха изменяется в пределах 298 ± 5 К, давление – $0,6 \pm 0,3$ МПа;

— для транспортировки полидисперсной среды использовался силиконовый трубопровод длиной ≤ 9 м и внутренним диаметром 19×10^{-3} м.

Для расчета теплоемкости газообразного и отвержденного CO_2 использованы уравнения (1) и (2) соответственно [2]

$$C_p = 544,64837 + 86,08226 \left(\frac{T}{100} \right) + 4,65957 \left(\frac{T}{100} \right)^2 - 0,0313962 \left(\frac{T}{100} \right)^3; \quad (1)$$

$$C_p = 754,59029 + 0,6402736T + 0,0101596T^2, \quad (2)$$

где C_p – теплоёмкость CO_2 ;

T – температура.

Удельная теплота кристаллизации диоксида углерода L определяется выражением

$$L = 691942,88 - 56822,64(T/100) - 3049,55(T/100)^2 + 75,06(T/100)^3. \quad (3)$$

Рекомендации для расчетов динамической η и кинематической ν вязкости, теплопроводности λ , числа Прандтля Pr на линии равновесия жидкость – пар приведены в работе [3]. Теплопроводность газообразного диоксида углерода $\lambda_{\text{ф}}$ подчиняется уравнению (4)

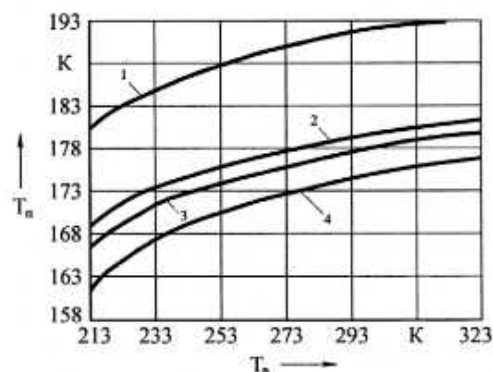


Рис. 2. Зависимость температуры $T_{\text{поверхности}}$ сублимирующегося сухого льда от температуры $T_{\text{воздуха}}$ и скорости движения w окружающего воздуха:
 1 – $w = 0$ м/с; 2 – $w = 0,5$ м/с; 3 – $w = 4,5$ м/с; 4 – $w = 5,8$ м/с

$$\lambda = (T/T_{\text{кр}})^{0,5} \times (0,57286012 - 0,78143519(T/T_{\text{кр}})^{-1} + 0,49187118(T/T_{\text{кр}})^{-2} - 0,11509435(T/T_{\text{кр}})^{-3}) \times 10^{-1}. \quad (4)$$

Теплопроводность $\lambda_{\text{ф}}$ твердого CO_2 определяется по уравнению (5)

$$\lambda_{\text{ф}} = 0,75\lambda (\rho_{\text{ф}}/\rho). \quad (5)$$

Число Прандтля Pr для газообразного CO_2 при атмосферном давлении в диапазоне температур от 273 до 373 К в среднем равно 0,75. Потери сухого льда ΔG_c характеризуются коэффициентом интенсивности сублимации J_c , который определяется по формуле (6)

$$J_c = \frac{\Delta G_c}{F \Delta \tau}. \quad (6)$$

Характер изменения температуры $T_{\text{поверхности}}$ сублимирующегося сухого льда от температуры $T_{\text{воздуха}}$ и скорости w движения окружающего его воздуха приведен на рис. 2. В результате сублимации, температура поверхности твердого CO_2 понижается с уменьшением температуры воздуха и с увеличением скорости его движения.

Интенсивность сублимации CO_2 в воздух описывается зависимостью [2]

$$J_c = 8,723 \cdot 10^{-11} \cdot T^3 - 4,278 \cdot 10^{-4}. \quad (7)$$

Расчет количества сублимирующегося CO_2 при его движении по трубопроводу был проведен для следующих начальных условий: расход воздуха $G_{\text{возд}} = 3,5$ м³/мин; температура окружающего воздуха поступающего в трубопровод $T_{\text{возд}} = 293,15$ К, расход гранулированного диоксида углерода $G_{\text{CO}_2} = 1,5$ кг/мин; диаметр внутреннего сечения силиконового рукава для передачи полидисперсной смеси $D = 19$ мм; давление воздуха в воздушной питающей магистрали $P_{\text{возд}} = 8$ атм = 8 кгс/м^2 .

Скорость движения воздуха в рукаве

$$v_{\text{см}} = \frac{G_{\text{возд}}}{F_{\text{труб}} P_{\text{возд}}} = \frac{3,5}{283 \cdot 10^{-4} \cdot 8} = 1546 \text{ м/мин} = 25,8 \text{ м/с}. \quad (8)$$

Для определения длительности t взаимодействия гранулы CO_2 с воздухом в процессе перемещения по

внутренней поверхности силиконового рукава, воспользуемся формулой (9)

$$\tau = \frac{L}{v_{\text{возд}}} \quad (9)$$

$$\tau = \frac{10}{25,8} = 0,39 \text{ с.}$$

При условии, что гранула имеет форму куба с длиной грани 3 мм, площадь поверхности одной гранулы S равна

$$F_{\text{гранCO}_2} = n_{\text{гран}} S = 6 \cdot 3 \cdot 3 = 54 \text{ мм}^2, \quad (10)$$

где $n_{\text{гран}}$ — количество граней гранулы.

Общее количество гранул n , одновременно находящихся внутри силиконового рукава, определяется по формуле (12) исходя из параметров:

- площадь поверхности одной гранулы, $F_{\text{гранCO}_2} = 54 \text{ мм}^2$;
- внутренний объем силиконового рукава, $V = 28,3 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3$;
- вес одной гранулы, $4,24 \cdot 10^{-3} \text{ г}$.

$$G'_{\text{CO}_2(\text{труба})} = G_2 \tau = 25 \cdot 0,39 = 9,75 \text{ г.} \quad (11)$$

$$n = \frac{G'_{\text{CO}_2(\text{труба})}}{G_2} = \frac{9,75}{4,2 \cdot 10^{-2}} = 236 \text{ шт.}, \quad (12)$$

где $G'_{\text{CO}_2(\text{рукав})}$ — общая масса гранул, одновременно находящихся в трубопроводе;

G_2 — расход CO_2 в единицу времени.

Общая площадь поверхностей всех гранул, одновременно находящихся в силиконовом рукаве, рассчитывается по формуле (13)

$$F'_{\text{гранCO}_2} = n F_{\text{гранCO}_2} = 236 \cdot 54 = 12,7 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2. \quad (13)$$

Количество сублимированного диоксида углерода с одной гранулы за время контактирования с воздухом при движении полидисперсной среды в силиконовом рукаве длиной 10 м рассчитывается путём подстановки полученных значений в формулу (7): $J_c = 8,723 \cdot 10^{-11} \cdot T^3 - 4,278 \cdot 10^{-4} = 1,5 \text{ гр} \cdot \text{м}^2 / \text{с}$.

Общее количество сублимированного диоксида углерода с поверхности всех гранул, находящихся в трубопроводе, рассчитывается по формуле (14)

$$G'_{c(\text{общ})} = J_c \cdot F'_{\text{гранCO}_2} \cdot \tau = 1,5 \cdot 12,7 \cdot 10^{-3} \cdot 0,38 = 7,62 \cdot 10^{-3} \text{ гр.} \quad (14)$$

Для оценки доли сублимированного CO_2 от общего числа гранулированного перемещаемого диоксида углерода воспользуемся зависимостью (15)

$$C_c'' = \frac{G'_{c(\text{общ})}}{G'_{c(\text{общ})}} \cdot 100\% = \frac{7,62 \cdot 10^{-3}}{9,75} \cdot 100\% = 0,078\%. \quad (15)$$

Из расчётов видно, что за время прохождения по соединительному трубопроводу полидисперсного потока «воздух — гранулированный диоксид углерода» CO_2 сублимировалось менее 0,1 % от общего объема.

Режим течения смеси в трубе оценивается по критерию Рейнольдса [1]

$$Re = \frac{v_{\text{пд}}}{\eta} = \frac{25,8 \cdot 10,4 \cdot 19 \cdot 10^{-3}}{171 \cdot 10^{-2}} = 3 \cdot 10^5. \quad (16)$$

Соотношение $Re > 2000$ указывает на турбулентный режим течения. Изменение температуры воздуха ($\Delta T_{\text{возд}}$) за счёт охлаждения в процессе сублимации CO_2 при движении полидисперсной среды по трубопроводу определяется

$$\Delta T_{\text{возд}} = \frac{Q_{\text{CO}_2}}{G_{\text{возд}} C_p} = \frac{G_{\text{CO}_2} \cdot \Gamma}{G_{\text{возд}} C_p}, \quad (17)$$

где Q_{CO_2} — количество холода полученного при сублимации CO_2 ;

G_{CO_2} — количество сублимированного CO_2 ;

Γ — скрытая теплота сублимации CO_2 .

$$Q_{\text{возд}} = c_p G_{\text{возд}} \Delta T_{\text{возд}}, \quad (18)$$

где c_p — изобарная теплоемкость воздуха;

$G_{\text{возд}}$ — количество воздуха;

$\Delta T_{\text{возд}}$ — изменение температуры воздуха.

$$G_{\text{возд}} = V \rho, \quad (19)$$

где ρ — плотность воздуха.

$$\Delta T_{\text{возд}} = \frac{3,4}{28,3 \cdot 1,005} = 0,12 \text{ К.}$$

Для оценки степени охлаждения воздуха при движении полидисперсной среды по силиконовому трубопроводу воспользуемся зависимостью

$$\Delta T^* = \frac{\Delta T}{T_{\text{возд}}} \cdot 100\%. \quad (20)$$

$$C_c'' = \frac{0,12}{293,15} \cdot 100\% = 0,041\%.$$

Температура воздуха за счёт сублимации гранулированного CO_2 за время движения по силиконовому трубопроводу и взаимодействия с воздухом изменилась на 0,041 %.

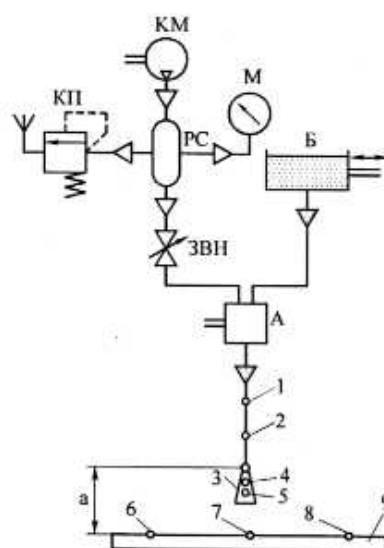


Рис. 3. Экспериментальная лабораторная установка для оценки характера истечения полидисперсной среды

КМ — компрессор; РС — ресивер;

ЗВН — вентиль подачи воздуха;

А — камера смешивания;

Б — устройство дозированной подачи гранул CO_2 ;

1, 2, 4, 5, 6, 7, 8 — датчики температуры; 3 — сопло;

9 — площадка с размещёнными на её поверхности тензометрическими датчиками и датчиками температуры

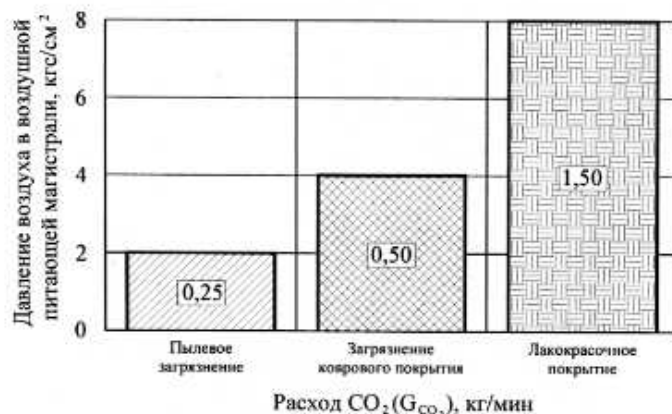


Рис. 4. Изменение параметров полидисперсной среды от вида удаляемых загрязнений

Из полученных данных видно, что теплофизические параметры воздуха и гранулированного CO_2 изменяются незначительно, что позволяет рассматривать полидисперсный поток как идеальный газ.

Для проверки теоретических исследований была создана экспериментальная установка, обеспечивающая формирование полидисперсного потока состоящего из воздуха и отвержденного диоксида углерода, а так же позволяющая оценить воздействия гранул CO_2 на очищаемую поверхность, и проконтролировать изменение её температуры (рис. 3). На ней установлены датчики температуры ИС567А с классом точности 2 и диапазоном измеряемых температур от 77,15 до 473,15 К. Для регистрации характера изменения температуры полидисперсной среды использован температурный модуль комплекса КИПАРИС. Он позволяет регистрировать, обрабатывать и сохранять в памяти компьютера результаты измерения температуры, поступающие одновременно со всех датчиков, установленных на экспериментальной установке.

Установка представляет собой магистраль с регулируемым расходом воздуха, магистраль дозированной подачи гранул сухого льда Б, камеру смешивания А, сопло для разгона полидисперсной смеси с размещёнными на нём термодатчиками 3, тензометрическую площадку с размещёнными на её поверхности термодатчиками 9. Параметры окружающей среды контролируются датчиками температуры, давления и влажности окружающего воздуха. Вес гранул CO_2 , помещаемых в устройство дозированной подачи гранул, контролируется лабораторными весами.

Экспериментальным путём были получены зависимости параметров полидисперсной среды от вида удаляемых загрязнений (рис. 4). Эксперимент заключался в подборе давления воздуха в воздушной питающей магистрали установки очистки для удаления тех или иных загрязнений поверхностей. Одновременно, при помощи лабораторных весов ПВ-30 и электронного секундомера, оценивался расход гранулированного CO_2 . Расход воздуха $G_{возд}$ при очистке лакокрасочного покрытия составил $3,5 \text{ м}^3/\text{мин}$.

Оценка динамического воздействия полидисперсного потока на очищаемую поверхность производи-

лась с использованием поверенных лабораторных весов ПВ-30 с пределом взвешивания 30 кг и допускаемой погрешностью до $15 \text{ кг} \pm 5 \text{ г}$, до $30 \text{ кг} \pm 10 \text{ г}$. Индикатором значений в данном случае служил электронный жидкокристаллический дисплей.

Выводы:

В процессе движения по трубопроводу длиной $\leq 9 \text{ м}$ полидисперсный поток «воздух — отвержденный диоксид углерода» изменил свою температуру менее чем на 0,1 %. При этом сублимация CO_2 в воздух изменилась на 0,08 % и составила $7,62 \cdot 10^{-1} \text{ гр}$.

Режим течения смеси в трубе является турбулентным, поскольку расчётные значения критерия Рейнольдса оказались более 2000 и составили $3 \cdot 10^5$.

При проведении экспериментальных исследований данные, полученные теоретическим путём, нашли свое подтверждение. Расхождения между численными и экспериментальными значениями в процессе проведения эксперимента не превысили 5 %.

Библиографический список

1. Варгафтик, Н. Б. Справочник по теплофизическим свойствам газов и жидкостей / Н. Б. Варгафтик. — 2-е изд., перераб. — М.: Наука, 1972. — 720 с.
2. Галдин, В. Д. Производство и применение сухого льда / В. Д. Галдин. — Омск: ОмГТУ, 2000. — 172 с.
3. Кузнецов, В. Н. Транспортная теплотехника. Часть II. Основы теплообмена / В. Н. Кузнецов, В. В. Овсянников; Омский ин-т. инж. ж.-д. тр.-та. — Омск: ОмИИТ, 1992. — 46 с.

МАТЯШ Юрий Иванович, доктор технических наук, профессор кафедры «Вагоны и вагонное хозяйство» Омского государственного университета путей сообщения (ОмГУПС).

Адрес для переписки: e-mail: vvh@omgups.ru

СЕМЁНОВ Александр Павлович, главный инженер научно-исследовательского института технологии, контроля и диагностики железнодорожного транспорта, аспирант кафедры «Вагоны и вагонное хозяйство» ОмГУПС.

Адрес для переписки: e-mail: Semalex_AP@mail.ru

Статья поступила в редакцию 30.09.2009 г.

© Ю. И. Матяш, А. П. Семёнов

АЛГОРИТМ ПРОГНОЗИРОВАНИЯ НЕСООТВЕТСТВИЙ В МОДЕЛИ УЛУЧШЕНИЯ КАЧЕСТВА СЕРИЙНЫХ ПРОЦЕССОВ ПРОИЗВОДСТВА

В статье рассматривается модель принятия решения при управлении несоответствиями в серийных процессах, основанная на комплексном использовании статистических методов и методов экспертных оценок для обработки информации.

Ключевые слова: безопасность, качество, экспертные методы, управление несоответствиями.

Опыт применения во всем мире системы менеджмента качества свидетельствует о ее эффективности в вопросах достижения удовлетворенности всех заинтересованных сторон. Поэтому основой управления технологическими процессами в организации должна являться модель системы менеджмента качества, предложенная в [1]. Для результативного управления качеством выходов технологического процесса персоналу важно иметь представление о потенциальных несоответствиях и стандартные решения для устранения несоответствий и причин их появления, что позволит оперативно принимать адекватные решения на рабочих местах. Для обеспечения персонала подобной информацией необходимо решить задачу прогнозирования несоответствий в технологическом процессе. Несоответствия или опасности могут влиять на безопасность продукции и качество продукции. При этом существует обоснованная необходимость различия в методах управления безопасностью и качеством выходов технологических процессов. Модель управления безопасностью, рекомендуемая [2], является удачным решением вопросов безопасности продукции. Однако ее применение для решения вопросов обеспечения качества влечет за собой необоснованные управленческие решения в виде большого объема контроля на этапах технологического процесса и необоснованного увеличения на него затрат. Такой подход может являться нерезультативным и неэффективным.

Вместе с тем без применения методологии статистического мышления для управления качеством технологического процесса могут быть приняты неверные или неоптимальные решения. Однако применение статистических методов прогнозирования не всегда позволяет решить поставленные задачи в полном объеме. Если в условиях недостатка статистической информации или ее отсутствия существуют обоснованные предположения о несоответствиях, которые гипотетически могут произойти, то целесообразно обратиться к экспертным методам принятия решений.

Таким образом, комплексный подход к прогнозированию несоответствий в технологическом процессе, сочетающий в себе методы математической

статистики и экспертные методы принятия решений, представляется особенно эффективным, т.к. компенсирует недостатки статистического аппарата и экспертных методов принятия решений в случае их самостоятельного применения.

Такой подход предлагается в модели улучшения качества серийных процессов (рис. 1).

Первоочередной задачей является определение требований к продукции, так называемых показателей качества, которые становятся возможным идентифицировать при обращении к техническим регламентам, СанПиНам, стандартам и другим документам.

Следующим этапом необходимо стратифицировать показатели качества по признаку влияния опасности на качество и на безопасность продукции.

Задача прогноза реализации неблагоприятного события для безопасности продукции решается путем применения алгоритма (рис. 2), предложенного в стандарте [2].

Согласно предложенной модели, работа начинается с построения схемы технологического процесса. Глубина декомпозиции технологического процесса зависит от набора показателей качества, которые были определены при анализе технических регламентов, СанПинов, условий договоров, статистических данных о несоответствиях. В зависимости от результатов анализа выявленных требований указанной выше документации к качеству его структура расписывается до уровня, элементы которой не подлежат дальнейшему разложению. Для исключения возможности наличия в ходе анализа неучтенных факторов, согласно требованиям [2] определяются области использования продукции, в том числе обращается внимание на возможные варианты ее употребления не по назначению.

Заключительным этапом сбора информации для анализа является определение всех возможных несоответствий продукции. Опасные факторы, приведенные в Санитарных правилах и нормах, учитываются в первую очередь и без изменения, также используется полученная информация из документации на продукцию и информация о появлении опасных факторов в практической деятельности.

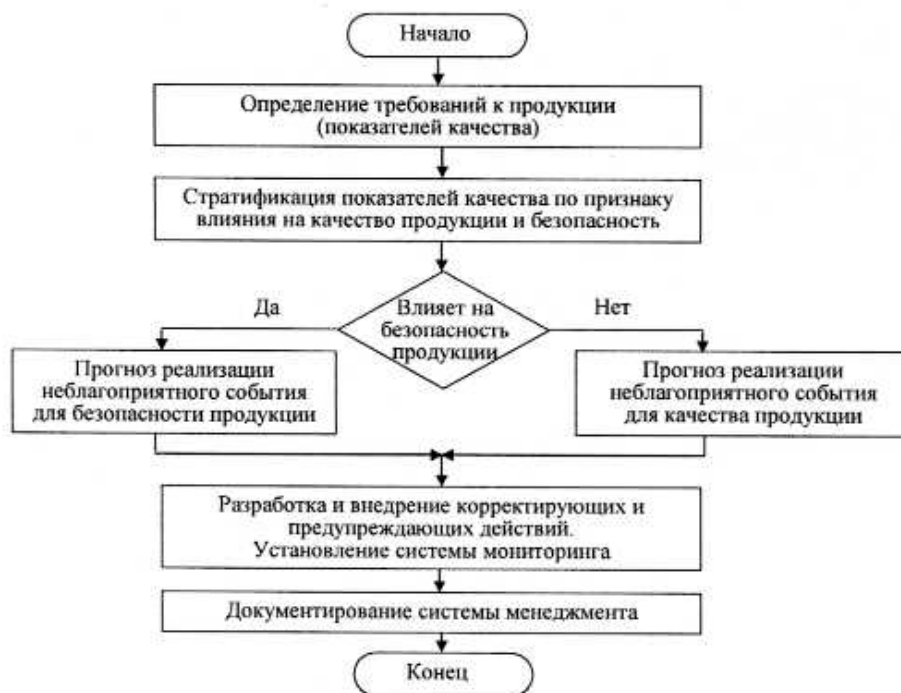


Рис. 1. Блок-схема алгоритма улучшения качества в серийных процессах

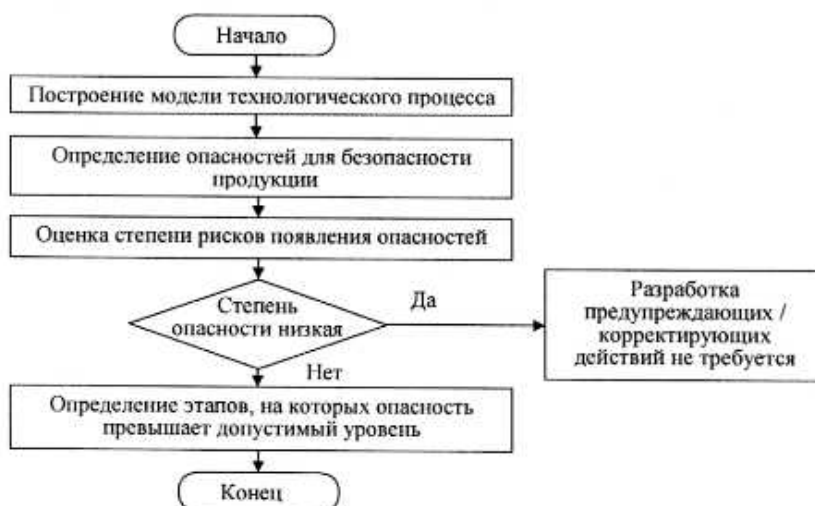


Рис. 2. Блок-схема алгоритма прогнозирования неблагоприятного события для безопасности продукции

Следующий этап — анализ опасных факторов, согласно стандарту рекомендуется проводить с использованием идей менеджмента риска. Осуществляется оценка вероятностей появления опасного фактора и тяжести последствий при реализации неблагоприятного случая методом Дельфи [3]. Результатом этого анализа будут два перечня опасных факторов: с оценками рисков низкой и оценками степени опасности — средней и высокой. Первая группа опасных факторов не представляет угрозы для потребителя и не рассматривается на следующих этапах анализа несоответствий. Вторая и третья группы — так называемые учитываемые опасные факторы — рассматриваются на предмет необходимости установления контроля на этапах возможной реализации опасности.

Следующим шагом определяются этапы, на которых опасность превышает допустимый уровень, — критические контрольные точки (ККТ). По каждому выявленному фактору риска проводится анализ методом «Дерева принятия решения» [2]. Результатом

этого шага является перечень ККТ и перечень контрольных точек, для которых существующие мероприятия являются достаточными с точки зрения обеспечения безопасности продукции. Для ККТ определяются критические пределы.

Результаты этого анализа являются основанием для разработки корректирующих и предупреждающих действий и установления системы мониторинга, где существующие контролирующие мероприятия были определены как неэффективные.

Модель прогноза реализации неблагоприятного события при обеспечении качества продукции (рис. 3) основана на совместном применении методов экспертной оценки информации и методов математической статистики.

Согласно предложенной модели первым шагом формируется схема технологического процесса и осуществляется ее декомпозиция. В данном случае подход к глубине декомпозиции технологического процесса аналогичен подходу при прогнозировании опасностей для безопасности продукции.



Рис. 3. Блок-схема алгоритма прогнозирования неблагоприятного события для качества продукции

В ходе анализа полученной схемы технологического процесса определяются опасности для качества продукции характерные для определенных этапов процесса. Выявленные опасности для качества продукции должны быть дифференцированы по признаку наличия случаев выявления в производственной деятельности.

Для того, чтобы оценить целесообразность проведения мероприятий по предотвращению появления потенциального несоответствия и корректирующих действий проводится оценка степени риска появления каждого вида опасности.

Оценка риска появления опасностей, которые не встречались в практической деятельности, но гипотетически могут появиться, должна быть проведена посредством метода экспертной оценки информации. Для достижения этой цели предполагается использовать метод Дельфи [3].

Оценку риска появления опасности для качества продукции, которые встречались в производственной практике (далее — несоответствия) предполагается проводить с позиции приблизительной оценки величины затрат при их появлении. Такая оценка складывается из среднего числа несоответствий за определенный период времени наблюдения и стоимости затрат на качество, которая зависит от наиболее вероятных решений при выявлении несоответствия. Рассматриваемый вид несоответствия может систе-

матически выявляться внутри производственного процесса и у потребителя так и только внутри производственного процесса. В зависимости от этапа выявления несоответствия решения о необходимости проведения корректирующих действий и их состав будут отличаться. При этом оценка степени риска позволит определить приоритетные работы, которые должны выполняться в первую очередь, и работы, которые могут быть выполнены с задержкой во времени и в измененном составе без потерь в качестве продукции и без увеличения затрат на качество.

В состав формулы оценки степени риска входит оценка степени тяжести появления несоответствия. Степень тяжести появления несоответствия рассчитывается с учетом среднего числа несоответствий за наблюдаемый период времени. Таким образом, оценка степени риска эквивалентна оценке степени тяжести реализации неблагоприятного случая.

Затраты на качество на этапах производственного процесса и при выявлении их потребителем сравниваются с критерием — оценкой предполагаемых затрат на проведение корректирующих действий (табл. 1). Приняты следующие обозначения:

- оценка затрат на качество при выявлении несоответствия продукции потребителем;
- оценка затрат на качество при проведении корректирующих действий;

Анализ видов несоответствий на базе претензий от потребителей

Оценка затрат на качество		Управленческое решение
$S_p > S_{c, \text{act}}$	$S_p > S_{c, \text{act}}$	Несоответствующая продукция попадает к потребителю, при этом в рамках производственного процесса имеются значительные потери качества продукции. Существующие мероприятия по предупреждению появления несоответствия данного вида нерезультативны и требуют пересмотра. Необходимо определить причины появления несоответствия, разработать корректирующие действия, оценить возможность установления дополнительно контроля данного несоответствия на этапах технологического процесса
	$S_p = S_{c, \text{act}}$	
	$S_p < S_{c, \text{act}}$	Несоответствующая продукция попадает к потребителю, при этом в рамках производственного процесса затраты на несоответствующую продукцию ниже предполагаемых затрат на разработку и внедрение корректирующих действий этого вида несоответствия. Первоочередной задачей является предотвращение попадания несоответствующей продукции потребителю. Корректирующие действия включают в себя работы по установлению причин появления неблагоприятного события и их устранение и разработку системы мониторинга и ее внедрение. Если исключение затрат на устранение причины несоответствия позволит выполнение следующего соотношения: $S_p < S_{c, \text{act}}$ или $S_p = S_{c, \text{act}}$, то целесообразно в рамках решения первоочередной задачи ограничиться только коррекцией. В перспективе возможно проведение повторного анализа несоответствия и устранение причин его появления.
$S_p \approx S_{c, \text{act}}$	$S_p > S_{c, \text{act}}$	Стоимость потерь при попадании несоответствующей продукции к потребителю приблизительно равна стоимости предполагаемых затрат на корректирующие действия. Существующие мероприятия по предупреждению попадания недоброкачественной продукции не эффективны. При этом в производстве также существуют потери от брака продукции. Соответственно, актуальной является задача предотвращения попадания несоответствующей продукции потребителю, сокращения стоимости потерь от брака в рамках технологического процесса. Для решения этой задачи необходимо установить причины, формирующие несоответствие и устранить их, а также рассмотреть целесообразность установления дополнительного контроля.
	$S_p = S_{c, \text{act}}$	Данная ситуация аналогична $S_p \approx S_{c, \text{act}}$ и $S_p > S_{c, \text{act}}$, однако условие $S_p = S_{c, \text{act}}$ делает первоочередной задачей выполнения коррекции, т.е. установления дополнительного контроля в первую очередь. Решение задачи определения причин несоответствия и их устранения не требует первоочередного внимания.
	$S_p < S_{c, \text{act}}$	Потребителю попадает несоответствующая продукция, при этом затраты на корректирующие действия и стоимость потерь от такого брака сравнимы. Стоимость затрат на корректирующие действия превышает потери от брака в производстве. Это может означать, что существующие мероприятия по предупреждению несоответствующей продукции не результативны. Соответственно первоочередной задачей является создание этапов дополнительного контроля. Если при введении дополнительного контроля будут выполняться соотношения $S_p < S_{c, \text{act}}$ и $S_p < S_{c, \text{act}}$, то мероприятия по выявлению и устранению причин проводить экономически не целесообразно.
$S_p < S_{c, \text{act}}$	$S_p > S_{c, \text{act}}$	Существуют потери в производстве, связанные с браком продукции. Необходимо установить причины их появления и разработать мероприятия по их устранению. Дополнительный контроль нецелесообразен.
	$S_p = S_{c, \text{act}}$	
	$S_p < S_{c, \text{act}}$	Постоянные затраты на корректирующие действия превышают ожидаемый эффект – потери от недоброкачественной продукции значительно ниже. Разработка корректирующих действий экономически нецелесообразна. Дополнительный контроль не требуется.

— оценка затрат на качество при выявлении несоответствия в рамках производственного процесса.

Проведенный анализ видов несоответствий на базе отсутствия претензий от потребителей и на основе потерь качества в рамках производственного процесса проводится по схеме, предложенной в табл. 2.

Данные по претензиям потребителей свидетельствуют, что продукция с данным видом несоответствия не выявлялась. Гипотетически стоимость затрат от появления данного вида несоответствия не может быть рассчитана с учетом оценки количества единиц несоответствующей продукции. Таким образом, оценка тяжести последствий осуществляется с учетом потерь от брака в рамках производственного процесса.

По видам несоответствий, для которых предполагается в соответствии с предложенной схемой (табл. 1, 2) разрабатывать и проводить корректирующие действия, в состав которых входит определение причин появления несоответствий и их устранение, проводится анализ причин их появления.

Для этого методом Дельфи [3] определяются факторы, участвующие в формировании каждого вида несоответствия.

Для определенного перечня факторов проводится оценка полноты информации для возможности оценки закона распределения наблюдений и проведения регрессионного анализа.

Выборка данных как приводится в [4] должна быть репрезентативна и отвечать условию достаточного минимума единиц наблюдений. Закон распределения случайных величин в работе [5] определяется для малых выборок критерием Шапиро-Уилка. Малая выборка в данном случае имеет объем не меньше 30 наблюдений. Результаты регрессионного анализа считаются адекватными, если каждому фактору соответствует от 6 до 7 наблюдений. Определение более 6 влияющих факторов считается нецелесообразным. Таким образом, объем выборки не должен быть меньше 30 наблюдений. Если количество имеющейся информации не отвечает установленным требованиям к ее полноте, то необходимо оценить возможность сбора данных. Если сбор данных невозможен и экономически неоправдан, то оценка вклада факторов в результирующий признак (несоответствие) определяется методом Дельфи. Если сбор данных возможен, то определяется тип данных. Данные могут быть собра-

**Анализ видов несоответствий
на базе отсутствия претензий от потребителей и основе потерь качества
в рамках производственного процесса**

Оценка затрат на качество	Степень тяжести	Управленческое решение
$S_p > S_{c, \text{нел}}$	3	Стоимость проведения корректирующих действий ниже стоимости потери от брака в рамках производственного процесса. Для снижения потерь внутри производства целесообразно определить причины возникновения несоответствий и способы их устранения. Существующие мероприятия по предупреждению попадания недоброкачественной продукции потребителю результативны и дополнительный контроль не требуется.
$S_p \approx S_{c, \text{нел}}$	2	При эквивалентном соотношении затрат на проведение корректирующих действий и затрат в результате брака продукции, разработка и проведение корректирующих действий не является первоочередной задачей в иерархии плановых работ. Но при прочих равных условиях целесообразно выявление причин появления несоответствия и их устранение. Дополнительный контроль на этапах ТП не требуется.
$S_p < S_{c, \text{нел}}$	1	Проведение корректирующих действий экономически нецелесообразно.

ны по альтернативному или по количественному признаку. По возможности предпочтение отдается сбору данных по количественному признаку, т.к. обработка и интерпретация альтернативных данных сложнее, чем количественных данных.

Осуществляется сбор данных о несоответствиях и факторах их формирующих. Из данной группы факторов, которые влияют на появление несоответствий, определяются факторы, которые вносят наибольший вклад в риск реализации нежелательного случая. Эта задача решается путем применения регрессионного анализа. Метод определения оценок коэффициентов регрессии выбирается в зависимости от степени выполнения предпосылок классического регрессионного анализа. При выполнении предпосылок классического регрессионного анализа предполагается использование множественной регрессии. При нарушении предположения о гомоскедастичности ошибок для оценки коэффициентов регрессии применяются робастные методы оценки, но для решения рассматриваемых задач предпочтительным является обобщенный метод наименьших квадратов (ОНМК).

Если сбор данных осуществлен по альтернативному признаку, то предполагается использование Пуассоновской регрессии при условии распределения наблюдений по закону Пуассона и использование логистической регрессии при биномиальном распределении.

Фактор с наибольшей оценкой коэффициента регрессии вносит наибольший вклад в исследуемый показатель качества.

Таким образом, определены несоответствия как встречающиеся в практической деятельности, так и потенциальные несоответствия, для которых необходимо разработать корректирующие и предупреждающие действия. Также для этих несоответствий определены приоритеты, которые позволяют установить первоочередность принятия управленческих решений для категории несоответствий по степени риска возникновения. Определены причины возникновения несоответствий и дана оценка вклада причин в формирование неблагоприятного события, что позволит принимать обоснованные решения по устранению причин и их очередности.

Таким образом, существует достаточная информация, которая позволяет разработать адекватные корректирующие и предупреждающие действия и установить необходимость в дополнительном мони-

торинге и определить этапы мониторинга, если он требуется.

Заключительным этапом является документирование системы менеджмента. Основой для управления несоответствиями в серийном процессе является план, в который заносится информация о несоответствиях, корректирующие и предупреждающие действия, система мониторинга, ответственный персонал за осуществление мероприятий и форма записей. Данная модель также находит отражение в следующих документированных процедурах: «Управление несоответствиями», «Управление документацией», «Управление записями».

Предложенная модель позволяет посредством прогноза несоответствий в серийных процессах сократить количество несоответствующей продукции как в рамках производственного процесса, так и предоставляемой потребителю.

Библиографический список

1. ГОСТ Р ИСО 9001-2001. Системы менеджмента качества: Требования. [Текст]. — Введ. 2001-08-31. — М.: Госстандарт России: ОАО «ВНИИС», 2001. — 39 с.
2. ГОСТ Р 51705.1-2001. Системы качества. Управление качеством пищевых продуктов на основе принципов ХАССП. Общие требования [Текст]. — Введ. 2001-07-01. — М.: Госстандарт России: ОАО «ВНИИС», 2001. — 11 с.
3. Панкова, Л.А. Организация экспертизы и анализ экспертной информации. [Текст] / Л.А. Панкова, А.М. Петровский, М.В. Шнейдерман. — М.: Наука, 1984. — 120 с.
4. Митропольский, А.К. Техника статистических вычислений [Текст] / А.К. Митропольский. — М.: Наука, 1971. — 570 с.
5. Кобзарь, А.И. Прикладная математическая статистика. Для инженеров и научных работников. — М.: ФИЗМАТЛИТ, 2006. — 816 с.

АХТУЛОВА Людмила Николаевна, кандидат технических наук, доцент кафедры «Управление качеством и сертификация».

Адрес для переписки: e-mail: ahtulov_al@sibadi.org
ДЕЖУРОВА Ольга Викторовна, аспирантка кафедры «Управление качеством и сертификация».

Адрес для переписки: e-mail: ol84ol84@mail.ru

Статья поступила в редакцию 17.11.2009 г.

© А. Н. Ахтулова, О. В. Дежурова