



УДК 631.353

Д.К. Абулхаиров

ВКГТУ им. Д. Серикбаева, г. Усть-Каменогорск

К ВОПРОСУ ВНЕДРЕНИЯ ИННОВАЦИОННОГО УБОРОЧНО-ТРАНСПОРТНОГО АГРЕГАТА

Анализ принятых технологий и используемых при этом технических средств уборки сеносоломистого материала показывает, что процесс предусматривает следующие взаимосвязанные операции: кошение и укладка травы в валки; сушка травы в валках; подбор сена; погрузка в сборочную емкость; формирование копен (стогов) в емкости; транспортировка к местам хранения.

Первая операция: кошение и укладка в валки, выполняется как правило, самостоятельно. Последующие – с определенным отрывом во времени. При этом они осуществляются порознь или путем совмещения не более двух операций в одну. Например, подбор валка сеносоломистого материала и погрузка в емкость.

Совмещение операций является выгодным с точки зрения сокращения сроков заготовки корма. Нами предлагается технология механизированной заготовки сеносоломистого материала, основанная на совмещении операций, начиная с подбора валка до выгрузки сформированных стогов. При этом особое внимание обращается на увязку и четкость выполнения отдельных операций, обусловленных правильным выбором величины параметров рабочих органов исполнительных механизмов.

Общая схема уборочно-транспортного агрегата (УТА), совмещающего операции заготовки сеносоломистого материала, приведена на рис. 1.

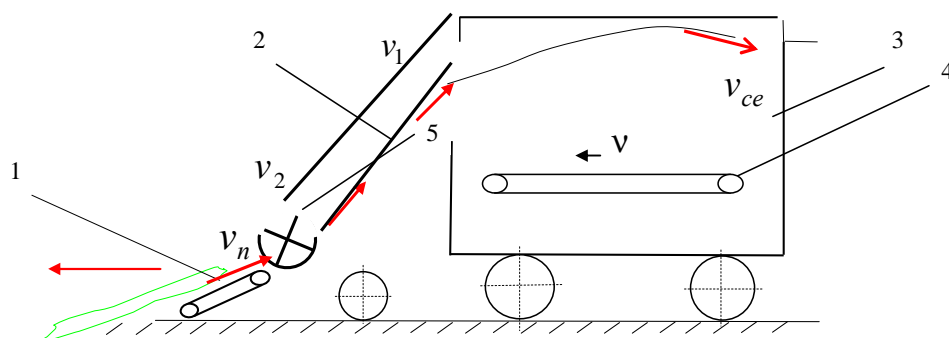


Рисунок 1 – Общая схема уборочно-транспортного агрегата

УТА рассматривается как одноконтурная система, функционирующая в результате совместной работы подборщика 1, погрузчика 2, оборудованного ротором вентилятора 5, со сборочной емкостью 3.

УТА в составе подборщика 1, погрузчика 2, сборочной емкости 3 во время работы

движется по валку с переносной скоростью v_e . Сеносоломистый материал подборщиком 1 со скоростью v_n подается в приемную камеру погрузчика 2. На входе погрузчика 2 создается перемещение материала со скоростью v_2 , а на выходе он имеет скорость v_1 .

При этом имеет место:

$$\left. \begin{array}{l} v_2 > v_n \\ v_1 < v_2 \end{array} \right\}. \quad (1)$$

Скорость v_2 создается совместной работой напора воздушного потока и швыряющего (ударного) действия лопаток ротора вентилятора 5.

В процессе принудительного прохождения внутри наклонной камеры погрузчика 2 скорость воздушно-растительной массы (смеси) уменьшается до v_1 . Материал выбрасывается в сборочную емкость 3. Здесь при необходимости можно включить уплотняющее устройство 4.

Следует отметить, что работу УТА определяет начальная скорость v_1 подачи сеносоломистого материала в сборочную емкость, с ней должна увязываться скорость v_2 на входе погрузчика.

Для решения этой задачи была разработана пневмомеханическая технологическая схема подбора и транспортирования сеносоломистой массы, основанная на принципе сообщения начальной скорости стеблей сена путем мягкого удара обрезающей лопасти ротора с последующим транспортированием сеносоломистой массы за счет воздушного потока, создаваемого лопастями ротора. Такая технологическая схема позволяет обеспечить непрерывный процесс подбора и погрузки и тем самым снизить энергозатраты, по сравнению с циклической подачей сеносоломистого материала, осуществляемого в пневмоподборщике «Ветерок» (на базе списанного и переоборудованного зерноуборочного комбайна).

В конструктивном исполнении подборщик-погрузчик сена ППС-7 представляет собой прицепную асимметричную машину, состоящую из центробежного вентилятора, воздуховода и подборочно-подающего транспортера. Центробежный вентилятор состоит из спирально-цилиндрического кожуха, боковин с окнами, ротора с шарнирно закрепленными на его валу лопастями. Кожух вентилятора соединен с воздуховодом. Для загрузки устройства имеется подборочно-подающий транспортер с направляющей граблиной. Пневмотранспортное устройство установлено на шасси.

Технологический процесс осуществляется следующим образом. Растительная масса подборочно-подающим транспортером перемещается в приемное окно вентилятора, где под воздействием воздушного потока, выходящего из обреза спирально-цилиндрического кожуха вентилятора, и мягкого ударного воздействия лопастей ротора направляется по воздуховоду в сборочную емкость.

Обзор технических средств по уплотнению сеносоломистого материала в камерах копнителей, стогообразователей указывает на целесообразность осуществления этих операций при движении агрегата по полю, когда масса поступает в емкость непрерывно. Исследования показывают, что применение на операции подбора сена из валков стогообразующей емкости с механизмом уплотнения сеносоломистого материала, выполняющей технологический процесс без остановки агрегата, позволяет повысить производительность агрегата на 30 %.

Вертикальное воздействие уплотнителей сверху вниз непременно требует многократного приложения сил или их выдержки в конечном положении. Считается желательным при этом переход значительной части упругой деформации в пластические с тем, чтобы деформированные (изломанные, скрученные) стебли не восстанавливали свое исходное состояние.

Однако расположение в верхней части камеры уплотняющего устройства безусловно ведет к утяжелению сборочной емкости за счет добавления деталей, обеспечивающих жесткость конструкции. Повышение металлоемкости в свою очередь связано с ростом энергопотребления агрегата. Кроме того, следует отметить, что сжатием сверху вниз не обеспечивается характер изменения уплотнения сеносоломистого материала по вертикали, подобное распределению объемной массы при естественном самоуплотнении копны (стога).

Одним из путей решения проблемы на наш взгляд является применение способа сжатия нижних слоев массы, находящихся на днище емкости, путем горизонтального перемещения их от задней стенки к передней. При этом в полной мере используется и потенциальная энергия опускающегося сверху материала, гасящего упругие свойства нижних деформированных слоев. Такая схема способствует равномерному распределению объемной массы сена по длине емкости и в целом увеличению массы копны.

Таким образом, учитывая низкую металлоемкость конструкции, возможность выполнения технологического процесса уплотнения сеносоломистого материала без остановки агрегата, а также простоту и надежность в эксплуатации, был выбран вариант механизма уплотнения с рабочими органами цепочно-планчатого транспортера (рис. 1).

Очевидно, когда поступающая в сборочную емкость масса опускается вниз, то она сразу же подвергнется уплотняющему воздействию планок транспортера (рис. 2).

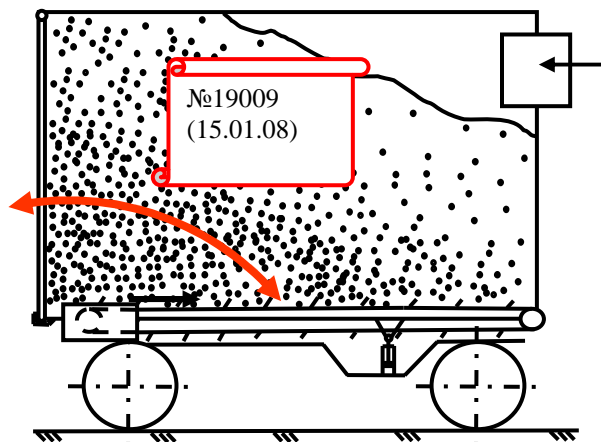


Рисунок 2 – Схема уплотнения сена в сборочной емкости

Технологический процесс уплотнения сеносоломистого материала осуществляется следующим образом: сено, подобранное из валка подборщиком, поступает в емкость и опускается на платформу с транспортером, расположенным на дне емкости. Планчатые рабочие органы, размещенные на цепочном транспортере, двигаясь с постоянной скоростью, перемещают сеносоломистый материал к задней стенке емкости и одновременно уплотняют его. Скорость движения транспортера меняется за счет изменения передаточ-

ного отношения в цепной передаче привода транспортера, ведущий вал цепочного транспортера приводится во вращение при помощи гидромотора.

Опытный образец подборщика-погрузчика ППС-7 успешно прошел приемочные испытания и рекомендован в производство. На основании результатов эксплуатационно-технологической оценки установлено, что средняя рабочая скорость составила 7,5 км/ч, при этом производительность за 1 час основного времени 11,1 т.

При расчете показателей сравнительной экономической эффективности в качестве базового варианта использовался пневмоподборщик «Ветерок» на базе зерноуборочного комбайна СК-5 с прицепом 2ПТС-4-887. Применение подборщика-погрузчика сена ППС-7 в агрегате с трактором МТЗ-80 и прицепом 2ПТС-4-887 М позволяет снизить затраты труда в 1,3 раза, а также снизить прямые эксплуатационные затраты в сравнении с базовым вариантом на 176,6 тенге на тонну убранного сена.

Годовой экономический эффект от применения машины ППС-7 составит 348,6 тыс. тенге.

Новый пневмомеханический подборщик-погрузчик рассыпного сена ППС-7, при равной производительности по сравнению с пневмоподборщиком «Ветерок», обеспечивает снижение удельного расхода топлива в 2,4 раза.

Таким образом, новый подборщик-погрузчик рассыпного сена ППС-7 обеспечивает качественное выполнение технологического процесса, надежен в работе и позволяет снизить удельные затраты мощности и топлива.

Получено 3.03.10

УДК 669.2/.8:628.5

Ю.Ф. Давыдов, В.В. Роговский

ВКГТУ им. Д. Серикбаева, г. Усть-Каменогорск

ИЗУЧЕНИЕ СТРУКТУРЫ ТУРБУЛЕНТНЫХ ПОТОКОВ

Одним из основных требований к современным промышленным производствам является эффективность управления производственными процессами и возможность их автоматического регулирования.

Создание условий формирования требуемых полей скоростей и давлений обеспечивается за счет перемещения закрученных потоков на рабочем участке сепаратора-аккумулятора и отбора части потока по длине рабочего участка.

Для обеспечения безотрывного течения в лопаточном аппарате применяются криволинейные лопатки. Изменение диаметра центрального тела d_0 при неизменном внешнем диаметре d позволяет варьировать значение геометрического параметра закрутки n^* в больших пределах. Так при $d_0 = 150$ мм, а $d = 256$ мм и угле закрутки лопаток $\varphi = 55^\circ$ (модель 2):

$$n_1 = \frac{8}{3\pi} \cdot \frac{d^3 - d_0^3}{d \cdot (d - d_0)} \cdot \operatorname{tg} \varphi = 1,6. \quad (1)$$

При закрутке потока вдоль перфорированного трубопровода применяется завихритель

с $d_o = 232$ мм, $d = 235$ мм и $\varphi = 30^\circ$ при числе лопаток $m = 30$ шт (модель 4). С резким изменением геометрических параметров закручивающего устройства значительно изменяется и его геометрический параметр закрутки $n_2^* = 1,45$. Если число лопаток в таком завихрителе удвоить, что меняет угол закрутки до значения $\varphi = 24^\circ$, то $n_3^* = 1,13$. При более полной закрутке всего потока, то есть уменьшении диаметра центрального тела до $d_o = 76$ мм и $\varphi = 40^\circ$, $n_4^* = 1,45$. Изменять геометрический параметр закрутки удобно переменной числа лопаток, угла закрутки или диаметра внутреннего тела, что позволяет получить самые разнообразные условия входа потока в рабочую часть устройства и оптимизировать работу сепаратора.

Для характеристики закрученных потоков за завихрителем чаще всего пользуются двумя параметрами: а) интегральным Φ^* - для полностью закрученного потока; б) локальным $\text{tg } \varphi_w$ для пристенных закрученных струй. В зависимости от диаметра внутреннего тела и угла закрутки лопатки интегральный параметр $\Phi_{\text{вх}}^{*2}$ изменяется следующим образом:

1) для $d_o = 150$ мм

по [4]
$$\Phi_{\text{вх}}^{*2} = 2N \cdot \text{tg } \varphi_n / (1 - \overline{d_0^2}), \quad (2)$$

$\overline{d_0} = d_o/d$, а $N = (1 - \overline{d_0}^{3-n}) / (3 - n)$, при $n \neq 3$; $d_o/d = 0,586$, $\Phi_{\text{вх}}^{*2} = 1,36$;

по [1,3]
$$\Phi_{\text{вх}}^* = \frac{2}{3} \cdot \text{tg } \varphi_k \cdot \frac{1 - \overline{d_{\text{ум}}^3}}{1 - \overline{d_{\text{ум}}^2}} = 0,96; \quad (3)$$

по [2]
$$\Phi_{\text{вх}}^* = 1,66 \cdot (\text{tg } \varphi_k)^{1,07} \cdot \left(\frac{d_{\text{у.м.}}}{d} \right)^{0,36} = 1,64; \quad (4)$$

2) для $d_o = 76$ мм

по [4] $\Phi_{\text{вх}}^{*2} = 1,086$ при $\varphi_k = 50^\circ$; $\Phi_{\text{вх}}^* = 0,73$ при $\varphi_k = 40^\circ$; $d_o/d = 0,297$;

по [1,3] $\Phi_{\text{вх}}^{*2} = 0,847$ при $\varphi_k = 50^\circ$; $\Phi_{\text{вх}}^{*2} = 0,73$ при $\varphi_k = 40^\circ$;

по [2] $\Phi_{\text{вх}}^* = 1,29$ при $\varphi_k = 50^\circ$; $\Phi_{\text{вх}}^{*2} = 0,896$ при $\varphi_k = 40^\circ$;

3) для пристеночной закрутки $d_o = 232$ мм

по [4] $\Phi^{*2} = 0,022$ при $m = 30$; $\Phi^{*2} = 0,073$ при $m = 60$;

по [2] $\Phi_{\text{вх}}^* = 1,37$ при $m = 30$; $\Phi^* = 4,87$ при $m = 60$, где m - число лопаток; $d_o/d = 0,987$;

по [1,3] $\Phi_{\text{вх}}^* = 0,84$ при $m = 30$; $\Phi_K^* = 2,745$ при $m = 60$.

Наиболее характерным параметром для характеристики пристеночной закрутки потока является локальный параметр $\text{tg } \varphi_w$, равный тангенсу предельного угла закрутки потока по стенке канала.

Интегральный параметр $\text{tg } \Phi^*$ однозначно связан с параметром $\text{tg } \varphi_w$ соотношением:

$$\text{tg } \varphi_w = 1,18 \cdot \Phi^*. \quad (5)$$

Для различных значений локальный параметр будет равен:

по [4] при $m = 30$ $\text{tg } \varphi_w = 0,065$; при $m = 60$ $\text{tg } \varphi_w = 0,161$;

по [1,3] при $m = 30$ $\text{tg } \varphi_w = 1,034$; при $m = 60$ $\text{tg } \varphi_w = 2,54$;

по [2] при $m = 30$ $\text{tg } \varphi_w = 1,5$; при $m = 60$ $\text{tg } \varphi_w = 3,93$.

Другое соотношение для определения $\text{tg } \varphi_w$ предложено в [4]:

$$\text{tg } \varphi_w = 0,86 \cdot \Phi_{\text{вх}}^{*0,61}, \quad (6)$$

тогда по [4] при $m = 30$ $\text{tg } \varphi_w = 0,084$; при $m = 60$ $\text{tg } \varphi_w = 0,174$;

по [1,3] при $m = 30$ $\operatorname{tg} \varphi_w = 0,77$; при $m = 60$ $\operatorname{tg} \varphi_w = 1,59$;
по [2] при $m = 30$ $\operatorname{tg} \varphi_w = 1,042$; при $m = 60$ $\operatorname{tg} \varphi_w = 2,26$.

Найденные значения интегрального и локального параметров интенсивности закрутки значительно зависят от диаметра внутреннего тела завихрителя. С увеличением относительного диаметра внутреннего тела закручивающего устройства d_o интенсивность закрутки возрастает, что обуславливает в свою очередь рост местных потерь энергии в завихрителе. Кроме того, при изменении угла φ_n на наружном радиусе завихрителя возможно увеличение интенсивности закрутки. Число лопаток закручивающего устройства также является одним из основных факторов, влияющих на величину интенсивности закрутки. При изменении числа лопаток от $m = 30$ до $m = 60$ $\operatorname{tg} \varphi_k$ изменяется до 4 раз, в зависимости от используемых формул для определения $\operatorname{tg} \varphi_k$.

Расхождение в значениях $\Phi_{вх}^*$ и $\operatorname{tg} \varphi_k$ при вычислении их в зависимостях (1) – (5) объясняется тем, что выражение (2) не учитывает влияние изменения диаметра центрального тела для различных моделей, а другие зависимости выводились для конкретных завихрителей при ограничениях угла закрутки лопаток и их числа. Для данного эксперимента, как показывают результаты исследования, наиболее достоверные результаты достигаются при применении зависимостей (3) и (6).

Так как течение в трубе с закруткой потока на входе характеризуется двумя участками, и на втором (основном) участке ($x > x^*$) радиальный характер распределения скоростей и давлений не зависит от способа закрутки, необходимо знать величину x , определяющую границы между двумя участками. В диапазоне чисел Рейнольдса $\operatorname{Re} d = \text{от } 5000 \text{ до } 15000$ величину x находят по зависимости

$$X_n / X_{н.о.} = 1 + (5,7 - 8 \cdot 10 \operatorname{Re}_d^6) \cdot (\Phi_{вх}^* - 0,1)^{0,57 \cdot 7 \cdot 10 \operatorname{Re}_d}, \quad (7)$$

где $X_{н.о.}$ – относительная длина гидродинамического начального участка для осевого турбулентного потока, $X_{н.о.} = 1,35 \operatorname{Re}_d^{0,25}$.

В исследуемом диапазоне чисел Рейнольдса $\operatorname{Re} = \text{от } 5000 \text{ до } 15000$ величина x_n будет изменяться в широких пределах в зависимости от выбранного завихрителя: 1) завихритель $d_o = 150$ мм x_n в зависимости от значений чисел Рейнольдса равен x от 90 до 234, что соответствует из $x = x \cdot 2R$ расстояние более 20 м; 2) завихритель с $d_o = 76$ мм при угле закрутки $\varphi = 50^\circ$ $x = 80 \dots 176$ и соответственно $X > 20$ м при $\varphi = 40^\circ$ $x = 68 \dots 182$, $X > 16$; 3) завихритель с $d_o = 232$ мм при числе лопаток $m = 30$ шт. $x = 84 \dots 217$, $X > 20$ м при $m = 60$ шт. $x = 40 \dots 96$, $X > 40$ м.

То есть из зависимости (7) видно, что в исследуемой модели движение потока на всем ее протяжении, распределение скоростей и давлений зависит от способа закрутки. В результате проведенных экспериментов можно сделать следующий вывод. На формирование второго участка ($x > x^*$) закрученного потока влияет отбор массы по длине модели. Так, в зависимости от интенсивности закрутки, на расстоянии от 4,5 калибров наблюдается подобный характер движения потока независимо от способа закрутки.

Максимальную осевую скорость потока находят по формуле

$$V_{mx} = 0,92 + 0,55 \Phi^*, \quad (8)$$

где V_{mx} – относительное значение максимальной осевой скорости, $V_{mx} = V_{mx} / V_{ср}$.

Для завихрителя с $d_o = 150$ мм, $V_{mx} = 1,822$; $d_o = 76$ мм при $\varphi_k = 50^\circ$ $V_{mx} = 1,63$; при $\varphi_k = 40^\circ$ $V_{mx} = 1,41$; с $d_o = 232$ мм при $m = 30$ шт. $V_{mx} = 1,67$; при $m = 60$ шт. $V_{mx} = 3,6$. Для определения максимума вращательной скорости используется выражение $V_{mw} = 2,04 \cdot \Phi^{*1,1}$, а радиус, на котором достигается это значение, $r_m = 0,51 \cdot \Phi^*$:

- для $d_o = 150$ мм $V_{m\epsilon} = 3,51$, $r_m = 0,625$;
- для $d_o = 76$ мм при $\varphi_k = 50^\circ$ $V_{m\epsilon} = 2,7$, $r_m = 0,566$; при $\varphi_k = 40^\circ$ $V_{m\epsilon} = 1,81$, $r_m = 0,487$;
- для $d_o = 232$ мм при $m = 30$ $V_{m\epsilon} = 5,65$, $r_m = 0,58$; при $m = 60$ $V_{m\epsilon} = 11,64$, $r_m = 0,976$.

При расчете радиального профиля вращательной скорости можно использовать степенное уравнение:

$$U/U_m = [2^\mu / (1 + \mu^2)]^k, \quad (9)$$

где $\mu = r / r_m$;

k – показатель степени, зависящий от интенсивности закрутки потока. При $\Phi^* > 0,37$ в области $\mu < 1$, $k > 1$, в области $\mu > 1$, $k < 1$ (рис. 1).

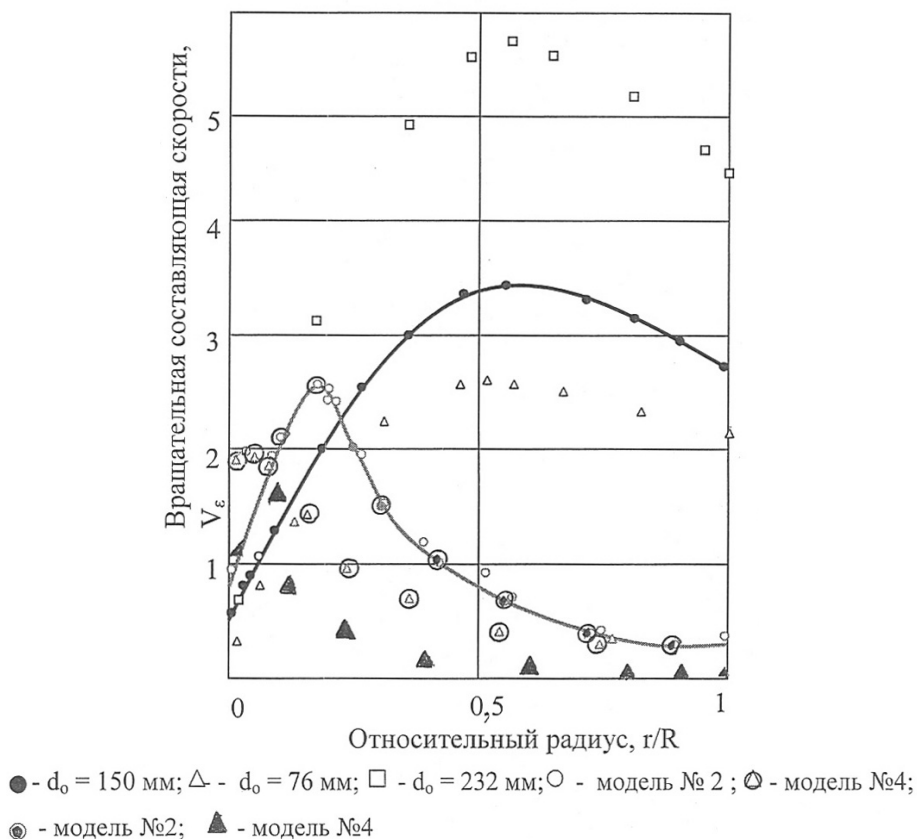


Рисунок 1 – Распределение составляющей вращательной скорости

Распределение вращательной скорости, построенное по зависимости (9), значительно расходится со значениями, полученными экспериментально. Эта разница объясняется отбором массы по длине устройства и смещением, в связи с этим, максимума скорости к стенкам перфорированного трубопровода. Так же значительно увеличивается разница между максимальными и минимальными значениями вращательной скорости. С учетом этих особенностей при определении формы профиля скорости V_w по (9) предлагается максимальное значение вращательной скорости V_{mw} находить из выражения

$$V_{mw} = 2,04 \cdot k_1 \Phi^*, \quad (10)$$

для чисел Рейнольдса $Re < 5000$, $k_1 = 9,36 \cdot 10^{-6} Re$;

для $Re > 5000$, $k_1 = 0,655$. Соответственно $r_m = 0,014 \cdot \Phi^{*0,41}$. (11)

Построенное по этим зависимостям распределение вращательной скорости фактически совпадает с данными эксперимента (рис. 1), для завихрителя с диаметром центрального тела $d_o = 150$ мм. Для закрученного потока вдоль внутренней стенки сепаратора разница между экспериментальными и расчетными данными значительная.

Величина приосевой зоны пониженного давления существенно зависит от условий закрутки потока. Распределение давления в потоке по длине сепаратора показано на рис. 2, 3.

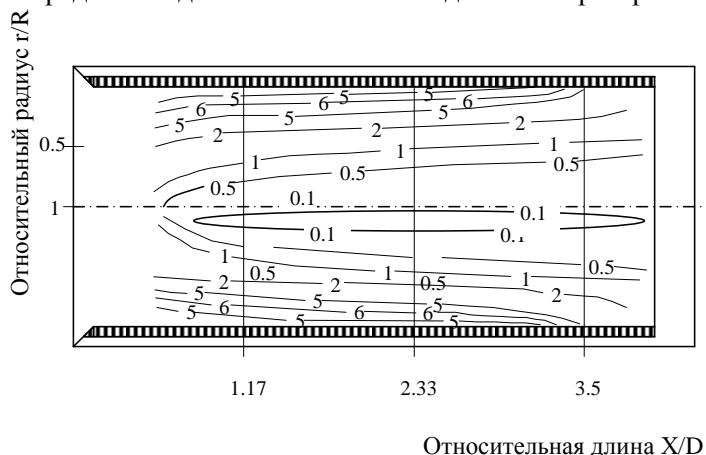


Рисунок 2 – Распределение давления в потоке модели 2

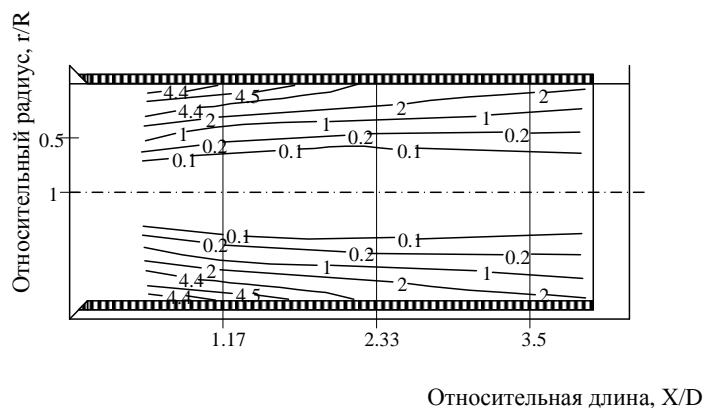


Рисунок 3 – Распределение давления в потоке модели 4

При применении завихрителя с диаметром внутреннего тела 150 мм давление достигает своего максимума вблизи перфорированной стенки $\Delta r / R = 0,08 \div 0,09$ в зависимости от числа Рейнольдса на расстоянии от входа в модель $X/D = 1,17$ и постепенно уменьшается до $r/R = 0,05 \div 0,06$ к концу рабочего участка. Разница между максимальными и минимальными значениями ΔP в зависимости от числа Рейнольдса от $\Delta P_{max} / \Delta P_{min}$ (осевое) = 35 ÷ 60. Устойчивая зона пониженного давления устанавливается от расстояния $\Delta r/R = 0,4$. Из рисунка 3 видно, что в конечных сечениях рабочего участка устройства разница между максимальными и минимальными значениями уменьшается и соответственно зона пониженного приосевого давления увеличивается. Это происходит за счет того, что основная часть потока проходит через перфорированный трубопровод до $X/D = 3$, и за счет не-

проницаемой задней стенки в рабочем участке модели. При необходимости создания равномерной зоны минимального давления по всей длине сепаратора возможны конструктивные изменения устройства, в частности замена непроницаемой задней стенки на проницаемую.

В случае применения завихрителя с большим диаметром внутреннего тела перепад между максимальным пристеночным значением давления и минимальными на оси потока резко уменьшается. В зависимости от чисел Рейнольдса отношение $\Delta P_{max}/\Delta P_{min}$ изменяется от 18 до 48, причем участок с максимальным перепадом давления распространяется до сечения с $X/D = 2,0$, а начиная с $X/D=2,33$ отношение $\Delta P_{max}/\Delta P_{min}$ стабилизируется. По величине, то есть $\Delta r = r/R \rightarrow max$, зона пониженного приосевого давления резко увеличивается от начального участка сепаратора до сечения $X/D = 1,17$, затем ее изменение происходит в незначительных пределах (рис. 4).

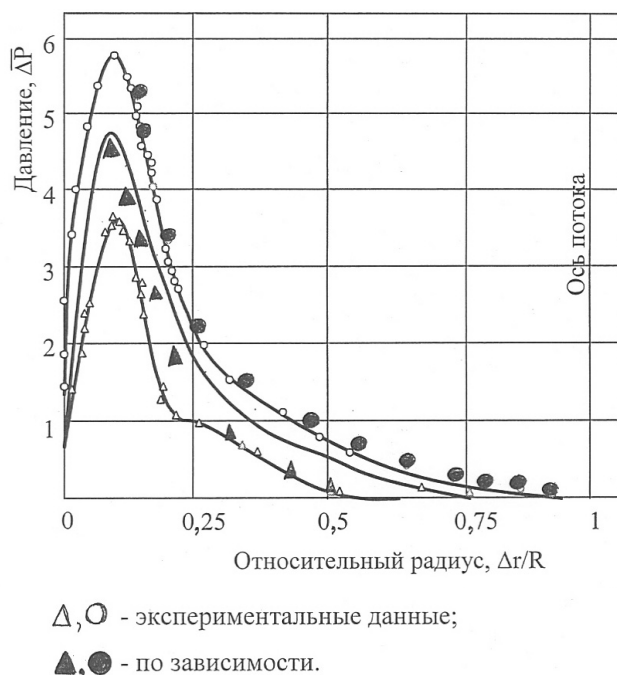


Рисунок 4 – Распределение давления в потоке на расстоянии $X/D_1 = 1,17$ от входа в модель 2

Заметно влияние на величину $\Delta P_{max}/\Delta P_{min}$ интенсивности закрутки и геометрических параметров завихрителя. При уменьшении диаметра внутреннего тела перепад давления значительно увеличивается, но соответственно уменьшаются абсолютные размеры (по радиусу) зоны пониженного давления, то есть возможно, в зависимости от поставленной задачи, варьировать различные ситуации движения потока в приосевой зоне. При необходимости создания зоны пониженного осевого давления со значительными перепадами давления $\Delta P_{max}/\Delta P_{min}$ рекомендуется, наряду с проницаемыми границами потока, использовать полную принудительную закрутку потока с аксиально-лопаточным завихрителем. Кроме обеспечения необходимого перепада давления, подобные устройства позволяют в широком диапазоне изменять интенсивность потока за счет изменения угла наклона лопаток и работать при различных числах Рейнольдса.

Максимальное значение давления ΔP по радиусу с допустимой точностью можно на-

ходить из зависимости: $r_{max} = 0,014 \Phi^{*0,41}$, что соответствует реальной зависимости положения (смещения) максимума давления от интенсивности закрутки потока. В связи со сложным характером изменения давления в сепараторе, значительным различием вида распределения давления по радиусу от чисел Рейнольдса, расстояния от завихрителя, класса закручивающего устройства трудно получить эмпирическую зависимость распределения давления по сечению устройства для различных сечений и моделей. Был проведен анализ соответствия различного типа зависимостей для реального потока в рассматриваемых устройствах в заданном диапазоне чисел Рейнольдса. В качестве основных критериев подобия принимались число Рейнольдса и геометрические характеристики закручивающегося устройства и самой модели (диаметр внутреннего тела завихрителя, текущий радиус Δr , текущая длина X_1 / X , где X_1 – начальное сечение).

Распределение давления в одном сечении при различных числах Рейнольдса описывается зависимостью

$$P_{ir} = P_{max\ r} \cdot (2,5 \cdot 10^{-7} \cdot Re), \quad (12)$$

где P_{ir} – текущее значение давления в потоке по радиусу;

$P_{max\ r}$ – максимальное значение давления (в пристеночной зоне).

Для нахождения зависимостей ΔP от $\Delta r / R$ на различных расстояниях от входа в модель, в качестве первого сечения (характеристика X_1) используется ближайшее к завихрителю из исследуемых:

$$P_{ir} = P_{max\ r} \cdot \left(2,5 \cdot 10^{-7} \cdot \frac{X_1}{X_i} \cdot 5 Re \right)^{\Delta r}. \quad (13)$$

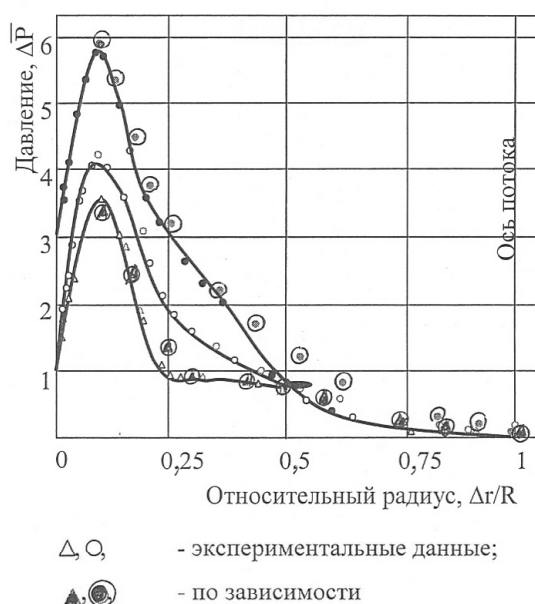
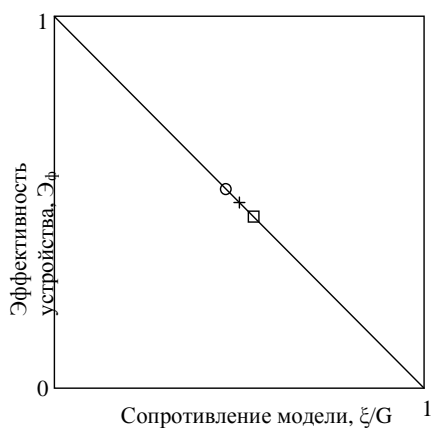


Рисунок 5 – Распределение давления в потоке на расстоянии $X/D_1 = 1,17$ от входа в модель 2

Распределения давления, полученные по (12), (13) наиболее точно соответствуют экспериментальным данным в первом измерительном сечении $X/D = 1,17$ (рис. 5) при больших числах Рейнольдса, что можно объяснить, в частности, неравномерностью оттока массы через перфорированные стенки сепаратора и изменением сопротивления устрой-

ства при разных Re . Из рисунка 6 видно, что при изменении расстояния от выбранного сечения до входа в устройство зависимость (13) удовлетворяет экспериментальным данным до $\Delta r / R =$ от 0,5 до 0,75 во всем рассматриваемом диапазоне чисел Рейнольдса.

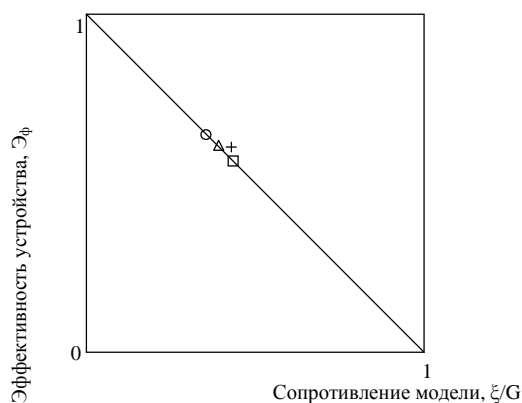


Значения чисел Рейнольдса: O – 5500; x – 8600, J – 10000

Рисунок 6 – Эффективность устройства для модели 4

Расположение максимальных значений ΔP по радиусу сепаратора соответствует значению $R_{\max} =$ от 0,03 до 0,1 $\Delta r / R$ (рис. 4, 5) и является функцией $P_{\max} = f(Re, d_o, X/D)$.

Для оптимизации процесса и характеристик выбора наиболее выгодной конструкции сепаратора-аккумулятора газа (и других подобных устройств) в достаточно большом диапазоне чисел Рейнольдса предполагается введение критерия эффективности устройства \mathcal{E}_ϕ . Он позволяет учитывать не только гидравлические характеристики аппарата, но и геометрические характеристики как завихрителей на входе, так и рабочих частей сепараторов. Кроме того \mathcal{E}_ϕ наглядно показывает относительную величину создаваемой в модели зоны пониженного приосевого давления, ее размеры и факторы стабильности, учитывается сопротивление устройства целиком и вклад в его величину рабочего участка.



Значения чисел Рейнольдса: O – 5500; + – 8600, J – 10000; Δ – 6000

Рисунок 7 – Эффективность устройства для модели 2

Для вывода критерия эффективности подобных устройств используется число Эйлера, выражаемое через разницу давлений на входе P_1 и выходе P_2 сепаратора и через разницу давлений на входе в устройства P_1 и на оси внутренней перфорированной трубы P аппарата:

$$u = \frac{\Delta P}{\rho \cdot V^2 / 2} = \frac{P_1 - P_2}{\rho \cdot V^2 / 2g}, \quad (14)$$

что позволяет оценить эффективность устройства от сопротивления всей модели и устройства с максимальным перепадом давления в приосевой зоне сепаратора и на входе в него:

$$\mathcal{E}_\phi = \frac{P_2}{P_1} = 1 - \frac{\zeta}{G}. \quad (15)$$

Из рисунков 6, 7 видно, что при равных скоростях в различных моделях сепаратора \mathcal{E}_ϕ во второй модели, при закрутке потока по большому радиусу при входе на рабочий участок модели, достигает больших значений, чем в случае пристеночной закрутки потока (модель 4). Хотя абсолютная величина приосевой зоны пониженного давления в 4 модели больше, чем во 2 модели, что говорит об универсальности \mathcal{E}_ϕ и возможности использования его при оценке выбора различных типов сепаратора.

Список литературы

1. Халатов А.А. Теория и практика закрученных потоков. – Киев: Наук.думка, 1989. – 192 с.
2. Жукин В.К. О структуре закрученного течения в непосредственной близости от завихрителя с прямыми лопатками / В.К. Жукин, Ф.И. Шарафутдинов, А.И. Миронов // Известия ВУЗов, Авиационная техника. – 1980. – № 1. – С.76-80.
3. Жукин В.К. Некоторые особенности гидродинамики частично закрученных потоков в коротких трубах / В.К. Жукин, А.А. Халатов, В.Г. Летягин // Теплофизика высоких температур. – 1975. – № 3. – С. 555-560.
4. Халатов А.А. Приближенный метод расчета профиля осевой скорости при течении закрученного потока в трубах / А.А. Халатов, А.Ю. Горбунов, В.Г. Громов // Промышленная теплотехника. – 1983. – № 6. – С.3-7.

Получено 2.03.10

УДК 681.268

А.Е. Еруланова, Г.К. Шадрин, Г.М. Мутанов
ВКГТУ, г. Усть-Каменогорск

ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ СВОЙСТВ ЛЕНТОЧНЫХ ВЕСОИЗМЕРИТЕЛЕЙ

В настоящее время наиболее широкое применение для дозирования сыпучих материалов в промышленности получили ленточные весовые дозаторы. Такие дозаторы включают в себя собственно дозатор и весоизмеритель. Несмотря на то, что эти устройства разрабатываются и применяются с давних пор, не все проблемы дозирования еще разрешены. К ним относятся: погрешности, обусловленные собственными и вынужденными колебаниями весоизмерительной системы, характером её взаимодействия с взвешиваемым материалом; изменение физико-механических и технологических свойств материала под воздействием внешних факторов; прекращение выпуска материалов из емкости от вероятности случайной укладки частиц в виде свода. Например, на металлургических пред-

приятиях применяют разнообразные сыпучие материалы, потоки которых необходимо стабилизировать и для которых часто возникают указанные проблемы. К такого рода потокам можно отнести поток шихты, подаваемой из штабеля рудоусреднительной машины (при штабельно-слоевом способе шихтовки в агломерационных цехах свинцового производства). Процессы дозирования сыпучих и вязких материалов составляют низовую, но очень важную ступень иерархической структуры химического производства.

Значительная часть современных дозаторов имеет грузоприемный весовой ленточный транспортёр. Для исследования динамических свойств различных весоизмерителей был проведен сравнительный анализ этих схем.

В настоящее время наиболее распространены четыре типа весоизмерителей. Все они включают в себя грузоприемный транспортёр, в который встроены весоизмерители разного типа (рис. 1). Первый тип грузоприемного устройства представляет из себя транспортёр с поступательным перемещением, целиком передающий на весовой механизм усилие, пропорциональное массе находящегося на нем материала. Второй – транспортёр консольного типа, подача материала осуществляется на неподвижную опору, усилие на силоизмеритель передается со стороны сброса материала. Третий – транспортёр консольного типа с неподвижной опорой со стороны сброса материала, усилие на силоизмеритель передается со стороны загрузки материала. Четвёртый тип это грузоприемный ролик, встроенный в транспортёр.

Выражения передаточных функций кривой разгона для всех четырех вариантов транспортёров выглядят следующим образом [1].

$$W_A(p) = \frac{v}{L} \cdot \left(\frac{1 - e^{-p\tau}}{p} \right). \quad (1)$$

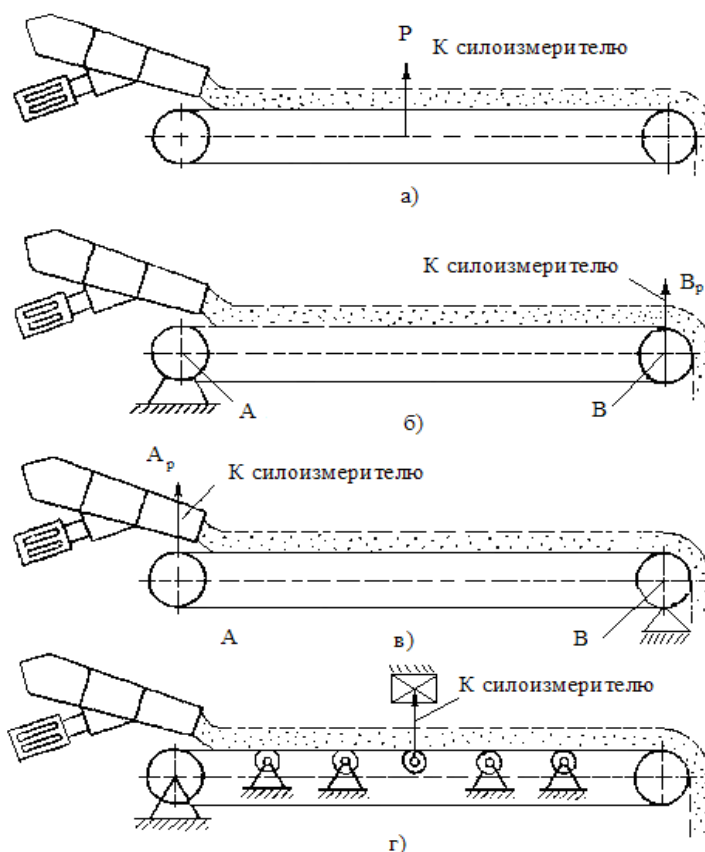


Рисунок 1 – Типы грузоприемных устройств ленточных дозаторов

$$W_B(p) = \frac{vl_1}{L\left(l_0 + \frac{L}{2}\right)} \cdot \left(\frac{1 - e^{-p\tau} - \varphi e^{-p\tau}}{\tau K_1 p^2} + \frac{K_0}{K_1} \cdot \frac{(1 - e^{-p\tau})}{p} \right), \quad (2)$$

$$W_B(p) = \frac{2l_1 v}{L^2} \cdot \left(\frac{e^{-p\tau} + p\tau - 1}{K_1 \varphi^2} \right), \quad (3)$$

$$W_r(p) = \frac{2v}{L} \cdot \left(\frac{2(1 - e^{-\frac{p\tau}{2}})^2}{\varphi^2} \right), \quad (4)$$

где $\tau = \frac{L}{v} = \frac{2m}{0,250m/c} = 8c$ - время транспортного запаздывания в сек.;

$$K_1 = \frac{l_1}{L} = \frac{1,1m}{2m} = 0,55, \quad (5)$$

$$K_0 = \frac{l_0}{L} = \frac{0,5m}{2m} = 0,25, \quad (6)$$

где l - размер, определяемый выбором точки передачи усилия.

Числовые параметры приведены для сопоставимого анализа при моделировании.

Здесь τ - время нахождения материала на транспортере – играет роль постоянной времени, характерной для звеньев с распределенными параметрами.

Эти передаточные функции содержат запаздывающее и интегрирующее звенья и поэтому неудобны для использования, в частности для синтеза системы управления. В данной работе получены приближенные передаточные функции, лишенные этих недостатков и в то же время достаточно точно отражающие динамические характеристики весоизмерителей.

Известны различные приближения функции. Отрезок ряда Тейлора-Маклорена представляет один из способов приближения или аппроксимации. В частности отрезок ряда Тейлора-Маклорена может достаточно хорошо приближать функцию в небольшой окрестности точки разложения. Однако наиболее рациональным оказалось использование ряда Паде. Этот ряд имеет широкую область приближения и лучше аппроксимирует звенья с распределенными параметрами, в частности запаздывающие звенья.

Для получения передаточных функций аппроксимации (1) – (4) запишем приближение звена запаздывания рядом Паде 2-го и 3-го порядка [2]

$$W_2(p) = e^{-p\tau} \cong \frac{p^2 - \frac{6}{\tau}p + \frac{12}{\tau^2}}{p^2 + \frac{6}{\tau}p + \frac{12}{\tau^2}}, \quad (7)$$

$$W_3(p) = e^{-p\tau} \cong \frac{\frac{120}{\tau^3} - \frac{60}{\tau^2}p + \frac{12}{\tau}p^2 - p^3}{\frac{120}{\tau^3} + \frac{60}{\tau^2}p + \frac{12}{\tau}p^2 + p^3}. \quad (8)$$

Были выполнены исследования результатов аппроксимации с использованием ряда Паде 2-го и 3-го порядка. Оказалось, что удовлетворительная точность аппроксимации получается для вариантов (а) и (г) (рис. 1) разложением 2-го порядка, а для (б) и (в) – 3-го порядка.

Преобразования были выполнены следующим образом. Подставляя (7) в (1), получаем для весоизмерителя типа (а) передаточную функцию аппроксимации (9).

$$\begin{aligned} W_A(p) &= 0,125 \frac{1}{p} \left(1 - \frac{64p^2 - 48p + 12}{64p^2 + 48p + 12} \right) = 0,125 \frac{1}{p} \cdot \frac{64p^2 + 48p + 12 - 64p^2 + 48p - 12}{64p^2 + 48p + 12} = \\ &= 0,125 \frac{1}{p} \cdot \frac{96p}{64p^2 + 48p + 12} = 0,125 \frac{96}{64p^2 + 48p + 12} = \frac{24 \cdot 0,125}{16p^2 + 12p + 3} = \frac{3}{16p^2 + 12p + 3}. \end{aligned} \quad (9)$$

Точность аппроксимации оценивалась путем сопоставления исходной и аппроксимирующей кривых разгона. Эти кривые получены путем моделирования систем во времени. При моделировании использованы следующие основные параметры конвейеров: ширина ленты 800 мм, длина ленты 200 мм, номинальная скорость ленты 0,250 м/с. Для получения сопоставимых результатов параметры транспортера сохранены одинаковыми.

Графики кривой разгона и аппроксимации по типу (а) представлены на рис. 2. (По оси ординат показан расход материала, по оси абсцисс – время).

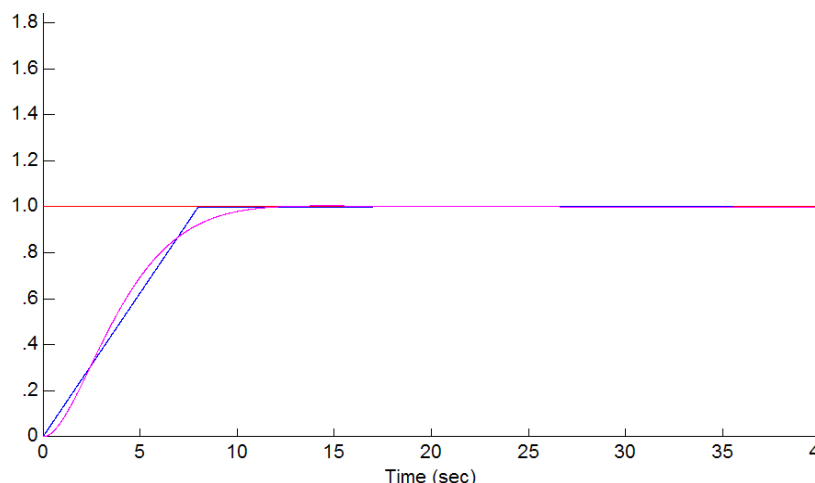


Рисунок 2 – Кривая разгона и аппроксимация кривой разгона

Для весоизмерителя типа (б) передаточная функция аппроксимации (10) получена путем подстановки (8) в (2).

$$\begin{aligned}
 W_b(p) &= 0,0916 \frac{1 - e^{-p\tau} - \tau p e^{-p\tau} + \tau K_0 (1 - e^{-p\tau})}{\tau K_1 p^2} = \\
 &= 0,0916 \frac{1 - \frac{120 - 60\tau p + 12\tau^2 p^2 - \tau^3 p^3}{120 + 60\tau p + 12\tau^2 p^2 + \tau^3 p^3} - \frac{\tau(120 - 60\tau p + 12\tau^2 p^2 - \tau^3 p^3)}{120 + 60\tau p + 12\tau^2 p^2 + \tau^3 p^3} + \tau K_0 \frac{K_0 \tau (120 - 60\tau p + 12\tau^2 p^2 - \tau^3 p^3)}{120 + 60\tau p + 12\tau^2 p^2 + \tau^3 p^3}}{\tau K_1 p^2} = \\
 &= 0,0916 \frac{-10\tau^3 p^3 + (120\tau^2 p^2 K_0 + 60\tau^2 p^2) + (2\tau^4 p^4 K_0 + \tau^4 p^4)}{(120 + 60\tau p + 12\tau^2 p^2 + \tau^3 p^3) \tau K_1 p^2} = 0,0916 \frac{-10\tau^2 p + 120\tau K_0 + 60\tau + 2\tau^3 p^2 K_0 + \tau^3 p^2}{(120 + 480p + 768p^2 + 512p^3) K_1} = \\
 &= 0,0916 \frac{-1164p + 463 + 873 + 465p^2 + 931p^2}{120p + 480p^2 + 768p^3 + 512p^4} = 0,0916 \frac{1396p^2 - 1164p + 1309}{120 + 480p + 768p^2 + 512p^3} = \frac{128p^2 - 106p + 120}{120 + 480p + 768p^2 + 512p^3}. \quad (10)
 \end{aligned}$$

Графики кривой разгона и аппроксимации по типу (б) представлены на рис. 3.

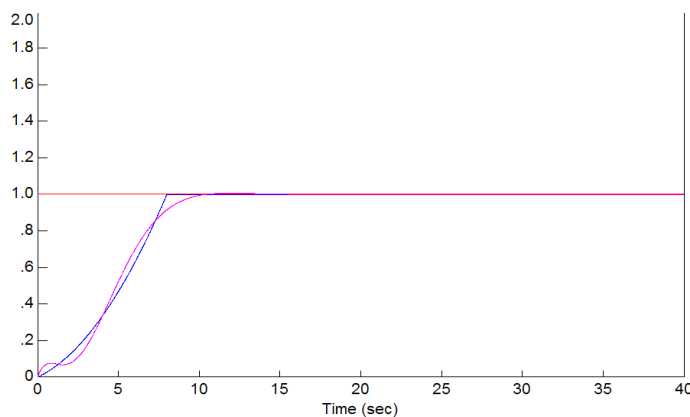


Рисунок 3 – Кривая разгона и аппроксимация кривой разгона

Для весоизмерителя типа (в) передаточная функция аппроксимации – (11).

$$\begin{aligned}
W_B(p) &= 0,1375 \frac{e^{-p\tau} + p\tau - 1}{K_1 p^2} = \\
&= 0,1375 \frac{\frac{120 - 60p + 12\tau^2 p^2 - \tau^3 p^3}{120 + 60p + 12\tau^2 p^2 + \tau^3 p^3} + \frac{p\tau(120 + 60p + 12\tau^2 p^2 + \tau^3 p^3)}{120 + 60p + 12\tau^2 p^2 + \tau^3 p^3} - \frac{(120 + 60p + 12\tau^2 p^2 + \tau^3 p^3)}{120 + 60p + 12\tau^2 p^2 + \tau^3 p^3}}{K_1 p^2 \tau} = \\
&= 0,1375 \frac{-120 - 2\tau^2 p^2 + 120 + 60p + 12\tau^2 p^2 + \tau^3 p^3}{(120 + 60p + 12\tau^2 p^2 + \tau^3 p^3) K_1 p} = 0,1375 \frac{10\tau^2 p^2 + 60p + \tau^3 p^3}{(120 + 60p + 12\tau^2 p^2 + \tau^3 p^3) K_1 p} = \\
&= 0,1375 \frac{1164 p^2 + 873 p + 931 p^3}{(120 + 480 p + 768 p^2 + 512 p^3) p} = 0,1375 \frac{931 p^2 + 1164 p + 873}{(512 p^3 + 768 p^2 + 480 p + 120)} = \\
&= \frac{128 p^2 + 160 p + 120}{512 p^3 + 768 p^2 + 480 p + 120}.
\end{aligned} \tag{11}$$

Графики кривой разгона и аппроксимации по типу (в) представлены на рис. 4.

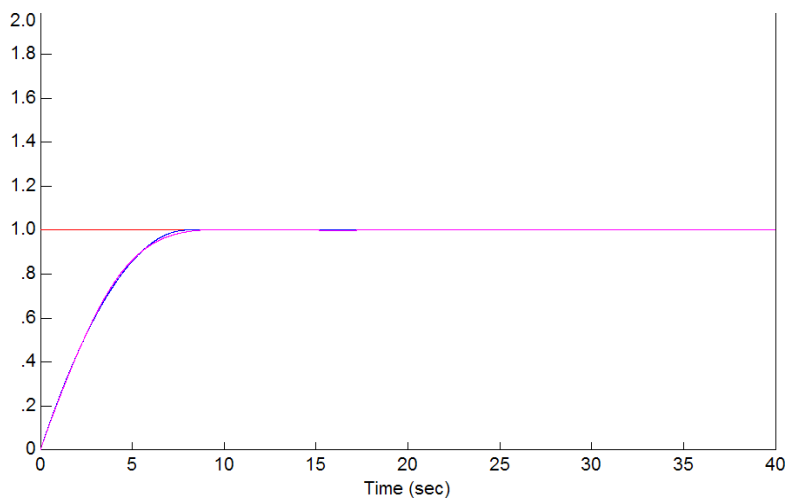


Рисунок 4 – Кривая разгона и аппроксимация кривой разгона

Для весоизмерителя типа (г) передаточная функция аппроксимации – (12).

$$\begin{aligned}
W_r(p) &= 0,25 \frac{2 \left(\frac{12 \frac{\tau}{2} p}{\left(\frac{\tau}{2} \right)^2 p^2 + 6 \frac{\tau}{2} p + 12} \right)^2}{\tau p^2} = 0,25 \frac{2 \cdot (12 \cdot 4 \cdot p)^2}{(4^2 p^2 + 24 p + 12)^2 8 p^2} = \\
&= 0,25 \frac{2 \cdot 144 \cdot 4^2}{(4^2 p^2 + 24 p + 12)^2 \cdot 8} = 0,25 \frac{2 \cdot 18 \cdot 4^2}{(16 p^2 + 24 p + 12)^2} = \\
&= 0,25 \frac{36 \cdot 16}{(16 p^2 + 24 p + 12)^2} = \frac{144}{(16 p^2 + 24 p + 12)^2} = \frac{36}{(4 p^2 + 6 p + 3)^2}.
\end{aligned} \tag{12}$$

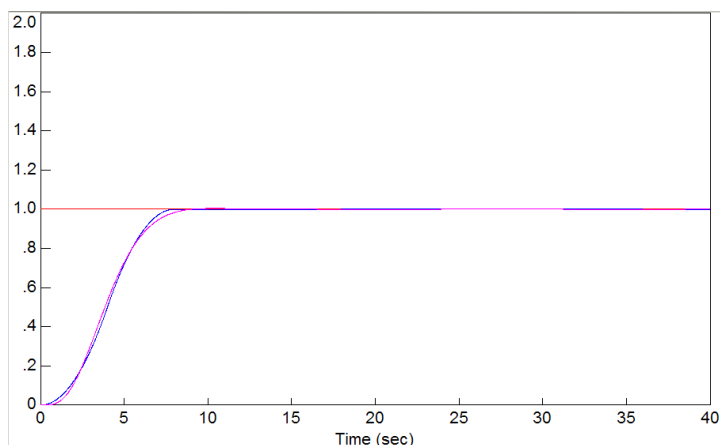


Рисунок 5 – Кривая разгона и аппроксимация кривой разгона

Таким образом мы получили динамические характеристики для различных типов весоизмерителей, а также передаточные функции аппроксимации в компактной форме. Они не содержат запаздывающих звеньев и промежуточных интеграторов и поэтому более удобны для синтеза системы управления, например методом аналитического конструирования регуляторов.

Список литературы

1. Карпин Е.В. Средства автоматизации для измерения и дозирования массы. Расчет и конструирование. – 2-е изд. – М.: Машиностроение, 1971.
2. Андриевский Б.Р. Избранные главы теории автоматического управления с примерами на языке MATLAB / Б.Р. Андриевский, А.Л. Фрадков. – СПб.: Наука, 2009. – 475 с., ил. 86.
3. Видинеев Ю.Д. Автоматическое непрерывное дозирование сыпучих материалов. – М.: Энергия, 1974.

Получено 15.01.10

УДК 621.8:625.7-192

А.М. Жандарбекова, Ж.О. Кульсеитов, М.С. Муздыбаев
ВКГТУ им. Д. Серикбаева, г. Усть-Каменогорск

**РЕКОМЕНДАЦИИ ПО ПОВЫШЕНИЮ НАДЕЖНОСТИ КОРОБКИ ПЕРЕДАЧ
ОДНОКОВШОВЫХ ФРОНТАЛЬНЫХ ПОГРУЗЧИКОВ**

В настоящее время имеются значительные возможности улучшения технической и экономической эффективности использования дорожно-строительных машин на основе повышения их надежности оптимизацией объемов текущего ремонта и выявлением ре-

зервов конструкции. Повышение надежности строительных и дорожных машин в условиях перехода на рыночную экономику становится весьма актуальным.

Развитие исследований и анализ позволили выявить наименее надежный из агрегатов по погрузчикам L-34В и 534С, его наиболее часто отказывающие детали и составить карту надежности коробки передач SB 165-2, а также разработать обоснованные рекомендации по выявлению ее оптимальных разновидностей текущего ремонта (РТР).

В результате выполненных исследований установлено, что надежность погрузчиков L-34В и 534С лимитирует система привода (табл. 1) [1].

Таблица 1
Распределение отказов по системам погрузчиков L-34В и 534С

№ п/п	Номер подгруппы по каталогу	Системы погрузчика	Отказы		
			количество, ед.	доля, %	суммарная доля, %
1	07	Система привода	5665	38,60	38,60
2	10	Гидравлическая система	3592	24,47	63,08
3	12	Двигатель	3493	23,80	86,88
4	04	Тормозная система	737	5,02	91,90
5	08	Электрооборудование	463	3,16	95,06
6	15	Гусеницы и колеса	360	2,45	97,51
7	11	Указатели и приборы	127	0,86	98,38
8	05	Система управления	85	0,58	98,96
9	09	Рама	55	0,37	99,33
10	06	Система охлаждения	53	0,36	99,69
11	17	Рабочее оборудование	40	0,27	99,97
12	13	Кузов	5	0,03	100,00
		Итого	14675	100,00	

Анализ результатов испытаний одноковшовых фронтальных погрузчиков в реальных условиях эксплуатации показал, что среди агрегатов и систем привода погрузчика наибольшее количество отказов приходится на гидромеханическую трансмиссию (рис. 1).

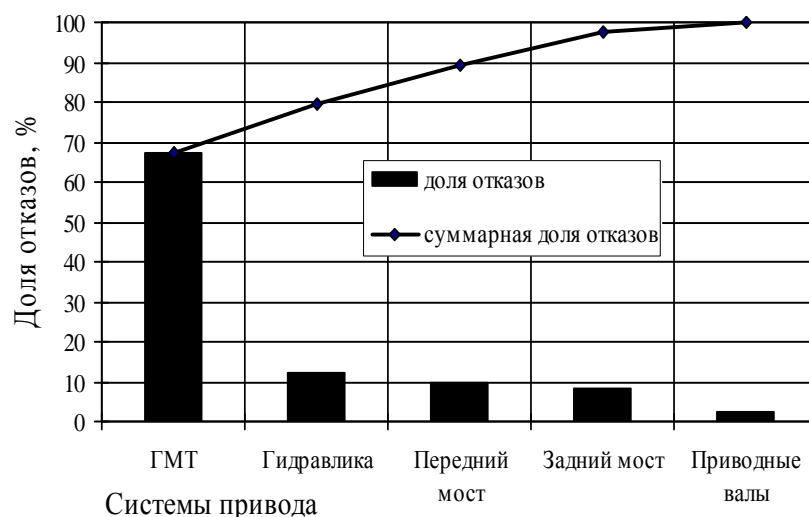


Рисунок 1 – Распределение отказов по агрегатам и системам привода

Углубленный анализ статистической информации позволил выявить наименее надежный из агрегатов гидромеханической трансмиссии, которым является коробка передач (КП) модели SB 165-2 (рис. 2) [2].

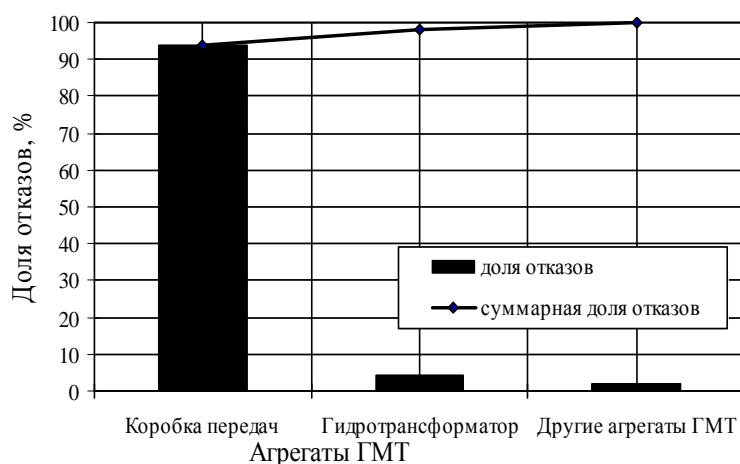


Рисунок 2 – Распределение количества отказов по агрегатам гидромеханической трансмиссии

Рассмотрение безотказности элементов КП модели SB 165-2 показал, что к числу часто отказывающихся относятся узлы четырех наименований (рис. 3): валы заднего хода и медленной скорости, вал быстрой скорости и выходной вал [3, 4].

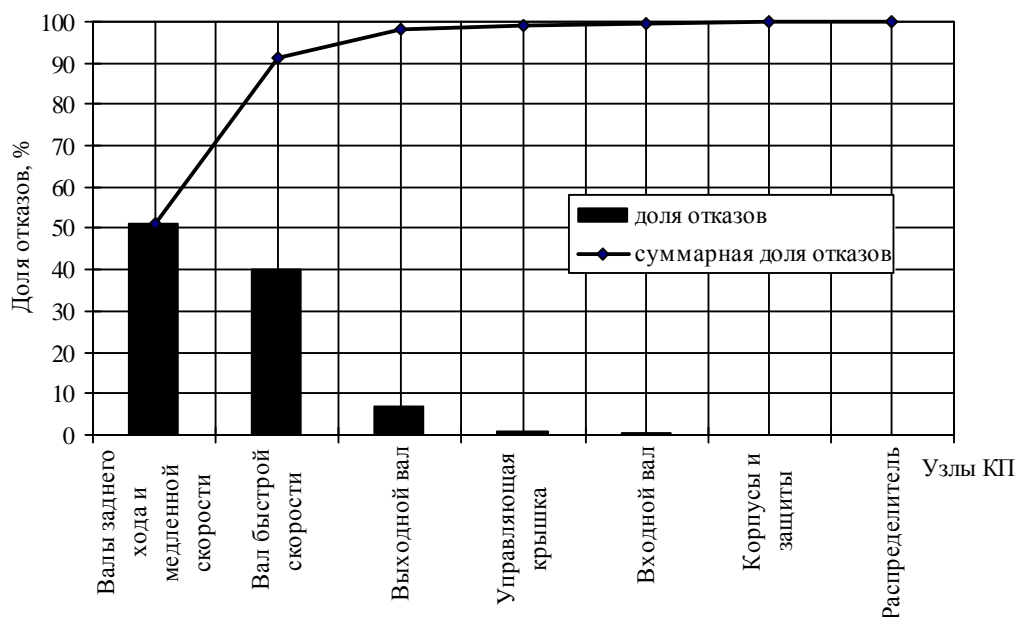


Рисунок 3 – Узлы, лимитирующие надежность КП модели SB 165-2

Для удобства практического использования в таблице 2 представлены общее количество наименований деталей и количество частоотказываемых деталей валов КП. Аналогичная информация дана и по стоимостям деталей.

Таблица 2

Распределение количества и стоимостей часто отказываемых деталей по узлам, лимитирующим надежность КП модели SB 165-2

Наименование валов, лимит. надежность КП	Общее количество наим. деталей	Общая стоимость деталей	Количество частоотказываемых деталей КП		Стоимость частоотказываемых деталей КП	
	ед.	тенге	ед.	%	тенге	доля, %
Вал заднего хода	27	133 754,4	8	29,6	86 714,4	64,8
Вал медленной скорости	27	133 754,4	8	29,6	86 714,4	64,8
Вал быстрой скорости	36	186 454,8	11	30,6	93 901,2	50,1
Выходной вал	36	148 297,2	11	30,6	47 095,2	31,8

Выявленная номенклатура деталей и узлов включена ТОО «Горно-металлургическая компания „Korund”» (г. Усть-Каменогорск) в число наиболее востребованных запасных частей одноковшовых фронтальных погрузчиков, эксплуатируемых в Восточно-Казахстанской области.

На основе результатов обработки информации о надежности деталей и узлов КП модели SB 165-2 составлена карта ее надежности, в которой приведены кривые вероятности безотказной работы ее деталей и узлов до первого и между последующими отказами (рис. 4).

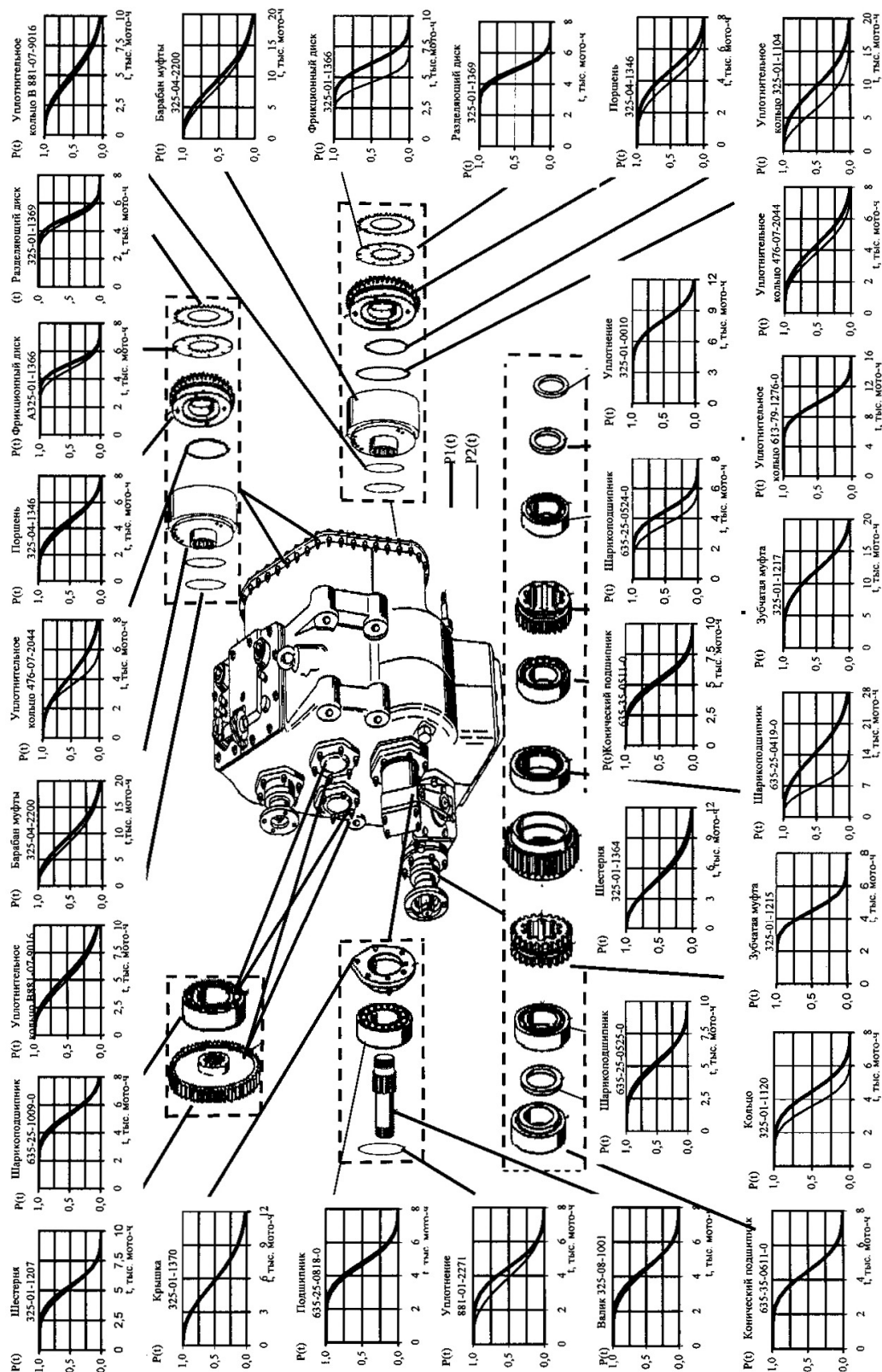


Рисунок 4 – Карта надежности КП модели SB 165-2

Для предприятий, занимающихся эксплуатацией машин, в частности фронтальных погрузчиков, представляет большой интерес наличие карты надежности часто отказываемых агрегатов и систем. Надежность КП модели SB 165-2 лимитируют всего 30 наименований деталей (рис. 4). На основе кривых вероятностей безотказной работы агрегата инженерно-техническим работникам предприятий несложно заранее рассчитать требуемое количество запасных деталей. Представление кривых вероятностей безотказной работы до второго отказа позволяет рассчитать необходимое количество запасных частей для более старых машин. Результаты данных исследований показали, что распределения вторых и третьих отказов применительно к КП модели SB 165-2 идентичны. Следовательно, при больших наработках фронтальных погрузчиков L-34В и 534С расчеты можно вести по кривым вероятностей безотказной работы до вторых отказов. Таким образом, карта надежности, представленная на рисунке, 4 является инженерным инструментом для работников производства и позволяет им вести необходимые расчеты на интервале наработки указанных моделей погрузчиков от 0 до списания машин.

Следует отметить, что разработка карт надежности часто отказываемых агрегатов строительных и дорожных машин – трудоемкий процесс. Для этого требуется проведение длительных эксплуатационных испытаний машин в определенных климатических и производственных (грунтовых) условиях. При этом важное значение имеет качество проведенных технических воздействий на машины, включая ремонтные работы. Необходимо уделять внимание полноте и достоверности сбора информации об отказах агрегатов и систем машин [5]. Следующий важный этап – это обработка массива информации с использованием современной вычислительной техники и программ.

Кривые вероятностей безотказной работы деталей, лимитирующих надежность КП модели SB 165-2, на рисунке 4 представлены без верхних и нижних доверительных границ. Естественно, предприятиям, эксплуатирующим в данном случае фронтальные погрузчики L-34В и 534С, передаются наряду с бумажным и электронный вариант документа притом с 85, 95 и 99 %-ными уровнями доверия. Это позволяет инженерно-техническим работникам предприятий вести инженерные расчеты с различной точностью.

На основе анализа характера разборочно-сборочных работ КП модели SB 165-2 составлена схема ее демонтажа (рис. 5). В результате совместного анализа технологической схемы разборки КП модели SB 165-2 (табл. 3) и надежности ее деталей составлена карта РТР, учитывающая показатели наработки до проведения РТР и расход запасных частей. На основе моделирования на ЭВМ определены оптимальные значения ресурсных показателей часто отказывающихся деталей КП [6-8]. С учетом повышения надежности деталей и узлов КП предложена усовершенствованная карта РТР, позволяющая сократить число ремонтов и затраты на поддержание работоспособности КП модели SB 165-2 в эксплуатации.

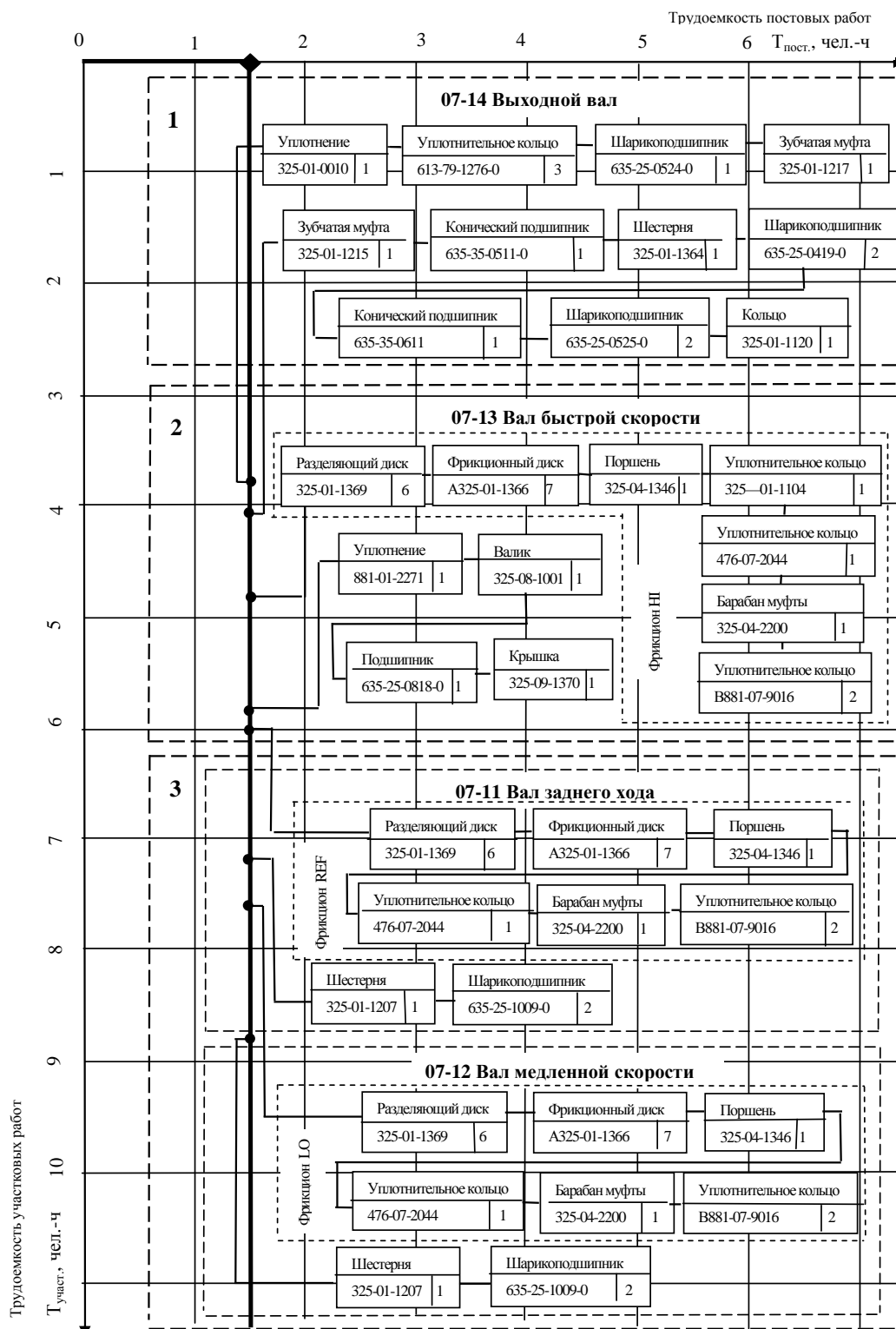


Рисунок 5 – Технологическая схема демонтажа деталей, лимитирующих надежность КП модели SB 165-2

Коллектив научно-производственной лаборатории «Проблемы надежности машин» ВКГТУ им. Д. Серикбаева уделяет большое внимание разработке рекомендаций производственным предприятиям. Бумажный и электронный варианты рекомендаций по повышению надежности КП модели SB 165-2 производства «DRESSTA Co. Ltd» переданы в ТОО «ГМК „Korund”» г. Усть-Каменогорска.

Список литературы

1. Кульсеитов Ж.О. Результаты эксплуатационных испытаний одноковшовых фронтальных погрузчиков на пневмоколесном ходу / Ж.О. Кульсеитов, А.М. Жандарбекова // Научный журнал МОН РК «Ізденіс-Поиск». – 2008. – №3. – Алматы, 2008. – С. 294-297.
2. Муздыбаев М.С. Безотказность гидромеханической трансмиссии одноковшовых фронтальных погрузчиков / М.С. Муздыбаев, А.М. Жандарбекова // Наука и образование – ведущий фактор стратегии «Казахстан – 2030»: Тр. XI Междунар. науч. конф. (24-25 июня 2008 г.). – Караганда: КарГТУ, 2008. – Вып. 2. – С. 246-248.
3. Каталог деталей L-34B Serial NUMBERS 20001 And UP DRESSTA Co. LTD. AJOINT VENTURE OF KOMATSU AMERICA INTERNATIONAL CO END HUTA STALOWA WOLA S.A.CATALOG CZESCI PARTS CATALOCUE
4. Инструкция по ремонту фронтального погрузчика L-34B от серийного номера 20001 и выше. DRESSTA Co. Ltd.
5. Веригин Ю.А. Организация эксплуатационных испытаний на надежность дорожно-строительных машин / Ю.А. Веригин, Ж.О. Кульсеитов, А.М. Жандарбекова // Вестник ТОГУ. – Хабаровск: Тихоокеанский государственный университет, 2008 (март). – №1 (8). – С.45-52
6. Жандарбекова А.М. Моделирование на ЭВМ показателей надежности технических систем Тр. Междунар. науч. конф. «Наука и образование – ведущий фактор стратегии «Казахстан 2030» (24-25 июня 2008 г.). – Караганда: КарГТУ, 2008. – Вып. 2. – С. 289-291
7. Жандарбекова А.М. Повышение надежности коробки передач гидромеханической трансмиссии одноковшового фронтального погрузчика // Научный журнал МОН РК «Поиск». – Алматы, 2008. – №4. – С. 235-240.
8. Кульсеитов Ж.О. Оптимизация показателей надежности коробки передач гидромеханической трансмиссии одноковшового фронтального погрузчика методом моделирования на ЭВМ / Ж.О. Кульсеитов, М.С. Муздыбаев, А.М. Жандарбекова // Научный журнал МОН РК «Поиск». – Алматы, 2008. – №4. – С.240-245.

Получено 10.03.10

УДК 681.3.06

В.П. Ивель, Ю.В. Герасимова

СКГУ им. М. Козыбаева, г. Петропавловск

АДАПТИВНАЯ ФИЛЬТРАЦИЯ В СИСТЕМАХ УПРАВЛЕНИЯ ПОДВОДНЫМИ АППАРАТАМИ

Существует класс автономных самоходных подводных аппаратов (ПА), предназначенных для исследования подводных течений, поиска полезных ископаемых и других подводно-технических работ. Одним из важных параметров систем управления движением подобных ПА является качество управления глубиной погружения ПА, которое в первую очередь зависит от качества сигнала, поступающего от датчика давления и пропорционального глубине погружения ПА [1].

Проблема качественного и точного измерения глубины погружения ПА – это в основном проблема выделения сигнала датчика давления на фоне шумов исполнительных механизмов (ИМ) системы управления ПА. К таким шумам относятся стационарные шумы, создаваемые работой гребных винтов, водяных насосов, регулирующих остаточную плавучесть ПА, и гидропневматической системой противодавления. Кроме того, к этим шу-

мам добавляется детерминированная составляющая, которая определяется цикличностью работы ИМ, объясняемой наличием автоколебания в системе управления глубиной погружения ПА.

Для решения статистических задач подавления помех при стационарных входных сигналах удобным математическим аппаратом является винеровская теория фильтрации. На рис. 1 приведена схема классического винеровского фильтра (ВФ) с одним входом и одним выходом применительно к рассматриваемой задаче.

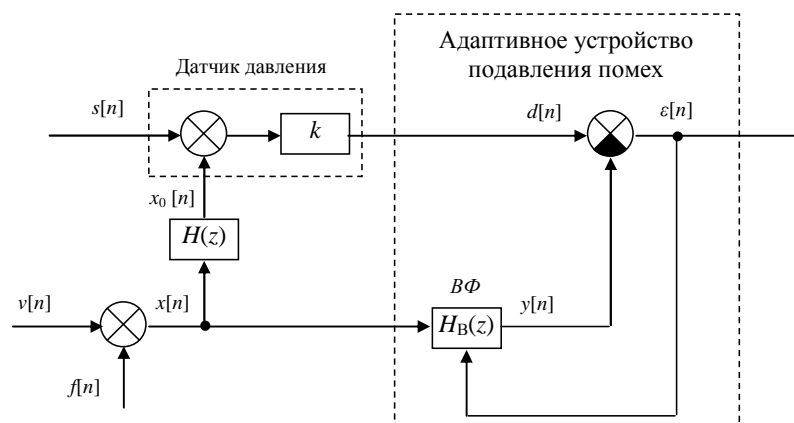


Рисунок 1 – Адаптивное устройство на основе винеровского фильтра

Входным (полезным) сигналом устройства является сигнал изменения давления в бортовой среде $s[n]$. С целью упрощения сигнал усиления датчика давления k примем равным 1. Эталонный или входной сигнал $x[n]$ ВФ с дискретной передаточной функцией $H_B(z)$ равен сумме помехи $v[n]$ и детерминированного периодического сигнала $f[n]$. Сигнал $d[n]$ представляет электрическую величину прямо пропорциональную сумме полезного сигнала $s[n]$ и сигнала $x_0[n]$ или, что то же самое, сигнала $x[n]$, прошедшего через канал с дискретной передаточной функцией $H(z)$. Выходным сигналом устройства является сигнал ошибки $\varepsilon[n] = d[n] - y[n]$, где $y[n]$ является выходным сигналом ВФ.

Смысл адаптивной фильтрации [2] заключается в формировании такого сигнала $y[n]$, который бы представлял собой копию сигнала $x_0[n]$. ВФ в процессе адаптации должен перестраиваться так, чтобы минимизировать общую мощность выходного сигнала ошибки или минимизировать математическое ожидание квадрата (дисперсию) сигнала ошибки

$$E_{\min}[\varepsilon^2] = E[\varepsilon^2] + E[(x_0 - y)^2] + 2E[s(x_0 - y)]. \quad (1)$$

Поскольку s не коррелирован с x_0 и y , получим

$$E_{\min}[\varepsilon^2] = E[\varepsilon^2] + E[(x_0 - y)^2]. \quad (2)$$

В идеальном случае $E[(x_0 - y)^2] = 0$, т.е. $x_0 = y$ и сигнал совершенно не искажен помехой.

Процесс адаптации к внешним помехам, заключающийся в подстройке весовых коэффициентов дискретного фильтра, предполагает использование специальных алгоритмов, способствующих достижению экстремума выбранного функционала качества адаптации. В системах компьютерной математики наиболее часто применяются две разновидности алгоритма с использованием образцового сигнала: метод наименьших квадратов (LMS –

Least Mean-Square) и рекурсивный метод наименьших квадратов (RLS – Recursive Least Square). В качестве примера предлагается рассмотреть технологию адаптивного подавления шума при измерении забортного давления в системе стабилизации глубины погружения ПА, работающей в автоколебательном режиме, с использованием алгоритма RLS, реализованную в системе MatLab.

Предполагается что шум, возникающий при измерении давления, состоит из помехи с частотой 0,02 Гц и случайного шума с нормальным (Гаусовым) распределением. Для того чтобы устранить влияние посторонних помех, целесообразно измерить эти две составляющие суммарного сигнала без полезного сигнала с помощью дополнительного измерительного устройства (акустических датчиков), а затем полученную информацию использовать в системе адаптивной фильтрации. Хотя этот шум нельзя непосредственно вычесть из полезного сигнала, поскольку два канала передачи шума (датчик давления и дополнительный измеритель) имеют разные характеристики (передаточные функции), однако шумовые случайные процессы, воспринимаемые двумя измерительными устройствами, будут коррелированы между собой и не коррелированы с полезным сигналом. Задача решается с использованием пакетов визуального моделирования Simulink и DSP системы MatLab. На рис. 2 представлена Simulink – модель адаптивного подавления помех с использованием RLS-фильтра. Модель содержит следующие блоки.

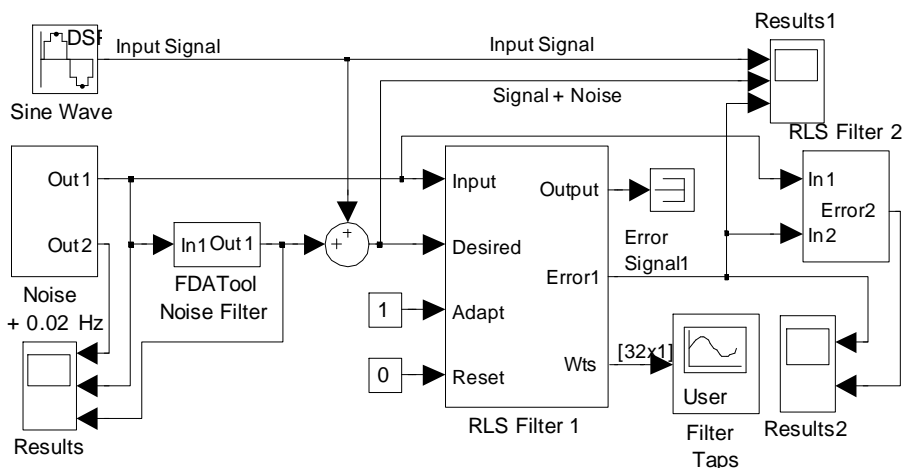


Рисунок 2 – Simulink – модель адаптивного фильтра

Блок Sine Wave является источником сигнала, пропорционального забортному давлению. Как правило, этот сигнал имеет гармонический характер (близкий к синусоидальному) поскольку, как уже упоминалось, в системе стабилизации глубины погружения ПА всегда присутствуют автоколебания. Примем для конкретного случая период автоколебаний равным 100 секундам (частота 0,02 Гц).

Подсистема Noise+0,02 Hz представляет собой суммарный сигнал от трех блоков (рис. 3, б): источника «выпрямленной» синусоиды с частотой 0,02 и источника случайного шума с нормальным распределением (Random Noise).

Подсистема RLS Filter 1 содержит нерекурсивный фильтр 32-го порядка и пропорциональное звено с коэффициентом усиления 0,7. На вход этой подсистемы поступает суммарный сигнал помехи (рис. 3, б), а с выхода снимается более низкочастотный сигнал

(рис. 3, в). Подсистема имитирует различие характеристик двух измерительных каналов.

Блок RLS Filter, как уже упоминалось, реализует рекурсивный алгоритм наименьших квадратов. При таком алгоритме оценки коэффициентов фильтра можно обновлять для каждого нового полученного набора входных данных без прямого повторного трудоемкого обращения матрицы коэффициентов усиления. Он реализуется с помощью следующих вычислений:

1. Рассчитывается новое значение выходного сигнала фильтра $y[n]$ с учетом новых входных данных $u[n]$ и вычисляется величина ошибки $\varepsilon[n]$:

$$y[n] = u^T[n]w[n-1], \quad \varepsilon[n] = d[n] - y[n].$$

2. Рассчитывается новый вектор-столбец коэффициентов усиления

$$R[n] = \frac{P[n-1]\mu[n]}{1 + u^T[n]P[n-1]\mu[n]}.$$

3. Производится обновление оценки обратной корреляционной матрицы сигнала

$$P[n] = P[n-1] - R[n]\mu^T[n]P[n-1].$$

4. Рассчитываются новые значения коэффициентов фильтра

$$w[n] = w[n-1] + R[n]\varepsilon[n].$$

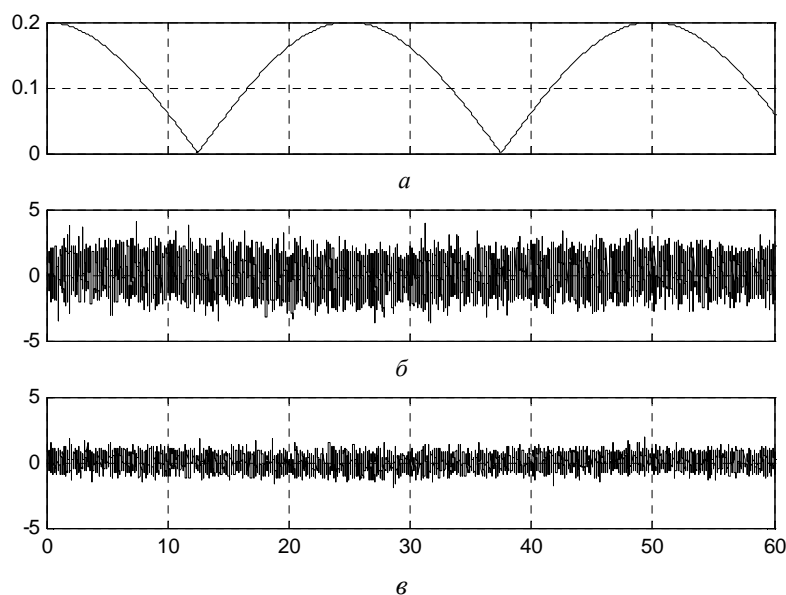


Рисунок 3 – Входные сигналы помехи адаптивного фильтра, осциллограф Results

Сигнал ошибки (Error) является разностью зашумленного сигнала и суммарной помехи или оценкой нормальной. На рис. 4. показаны результаты моделирования.

Сигнал с датчика давления без помех представлен на рис. 4, а. Зашумленный сигнал отображен в следующем окне на рис. 4, б. И, наконец, уже отфильтрованный сигнал или информационный входной сигнал системы управления глубиной погружения ПА поступает на третий вход осциллографа Results 1 (рис. 4, в). Визуальный анализ показывает достаточно хорошее качество фильтрации.

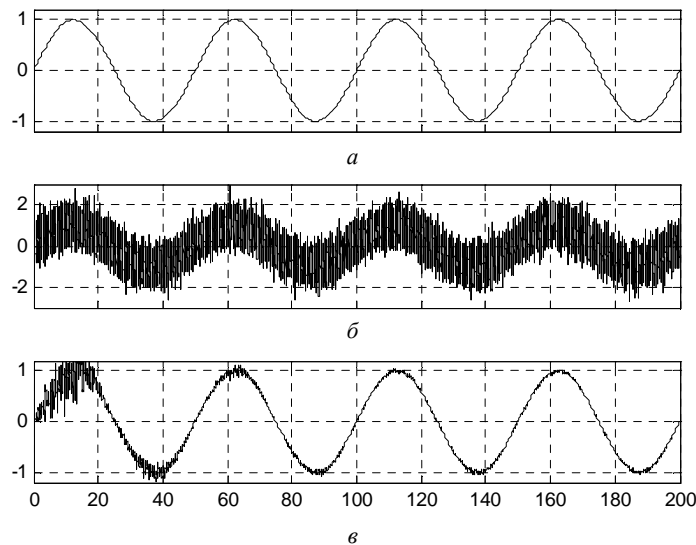


Рисунок 4 – Входной и выходные сигналы адаптивного фильтра, осциллограф Results 1

Список литературы

1. Агеев М.Д. Автоматические подводные аппараты / М.Д. Агеев, В.А. Касаткин. – Л.: Судостроение, 1981. – 224 с.: ил.
2. Уидроу Б. Адаптивная обработка сигналов. – Пер. с англ. / Б. Уидроу, С. Стирнз. – М.: Радио и связь, 1989. – 440с.: ил.

Получено 20.01.10

УДК 625.7.084

Р.А. Кабашев

КазАДИ, г. Алматы

М.В. Дудкин

ВКГТУ, г. Усть-Каменогорск

АНАЛИЗ КОНСТРУКТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ И РЕЖИМОВ РАБОТЫ СТАТИЧЕСКИХ И ВИБРАЦИОННЫХ ГЛАДКОВАЛЬЦОВЫХ КАТКОВ

Анализ конструктивных параметров и режимов работы статических и вибрационных гладковальцовых катков показывает, что на процесс уплотнения асфальтобетонных смесей и качество получаемого покрытия основное влияние оказывают следующие параметры: D – диаметр вальца; B – ширина вальца; Q – нагрузка на валец; q – линейное давление, $q = \frac{Q}{B}$; ω_B – угловая скорость вращения вальца; v_B – скорость поступательного движения вальца; M_B – крутящий момент, подводимый к вальцу; F_B – горизонтальная реакция на ось вальца; h – толщина уплотняемого материала; me – статический момент дебаланса; f – частота колебаний; A – амплитуда колебаний вальца; \dot{A} – скорость колебаний вальца; \ddot{A} – ускорение колебаний вальца; n – число проходов по одному месту. Большое значение

имеют также физико-механические свойства уплотняемого материала и основания.

Процесс взаимодействия жесткого вальца с уплотняемым материалом представлен на рис. 1. Полная деформация материала – h состоит из обратимой, т.е. восстанавливающейся после снятия нагрузки – h_2 и необратимой – h_3 . Контакт вальца с материалом начинается не в точке m , а в точке k за счет возникновения перед вальцом валика уплотняемого материала (волны). Отрыв вальца от поверхности уплотняемого материала происходит в точке s за счет того, что скорость разгрузки материала соизмерима со скоростью движения вальца. Диаметр катка определяется в основном типоразмером катка, а линейное давление выбирается в зависимости от свойств уплотняемого материала. Выбор этих двух параметров взаимосвязан.

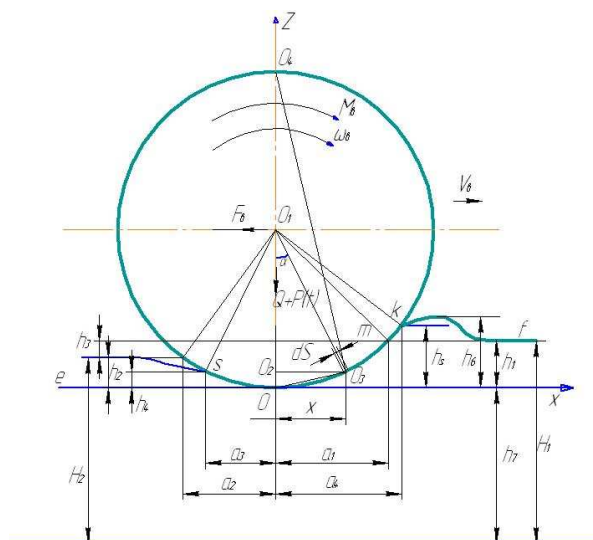


Рисунок 1 – Взаимодействие вальца катка с уплотняемым материалом

В табл. 1 представлены формулы, предложенные различными исследователями, для определения D в зависимости от q и физико-механические свойства уплотняемого материала.

Формулы (7) и (8) выводятся из равновесия вальца:

$$\int_0^{a_4} \sigma_1 dx + \int_{-a_3}^0 \sigma_2 dx = q.$$

В зоне загрузки: $\sigma_1 = C_1 \cdot (h_1 - z)^\mu$. В зоне разгрузки: $\sigma_2 = C_2 \cdot (h_2 - z)^\mu$.

В точке O $\sigma_1 = \sigma_2$, т.е. $C_1 \cdot (h_1 - 0)^\mu = C_2 \cdot (h_2 - 0)^\mu$, откуда $C_2 = C_1 \cdot \left(\frac{h_1}{h_2}\right)^\mu = C_1 \cdot K^{-\mu}$.

Из $\Delta O_2 O_4 O_3 \sim \Delta O_2 O_3 O$ имеем $\frac{x}{z} = \frac{2R - Z}{x}$ или $Z = \frac{x^2}{2R - Z} \approx \frac{x^2}{2R}$.

Таблица 1

*Формулы взаимосвязи диаметра D вальца катка
и линейного давления q на уплотняемый материал*

№	Формула	Размер- ность	Исследователь - автор	Основная предпосылка
1	$D = 17,2\sqrt{q}$	см	А.М. Холодов	Из условия недопустимости сдвига уплотняемого материала в продольном направлении. 1. Для материала с процессом сжатия, характеризуемым степенным показателем $\mu = 1$. 2. Для $\mu = 0,5$.
2	$D = 8,3\sqrt[3]{q^2}$	см		
3	$D = \frac{q^2}{\sigma_p \cdot h}$	см	И.С. Зеньков	
4	$D = 500 + 37(q - 10)$	см	G. Garbotz	
5	$D = \frac{2 \cdot q \cdot E_0}{\sigma_p^2}$	см	Н.Я. Хархута	Получена из формулы Герца-Беляева при $K_2 = 1$.
6	$D = \frac{E_0 \cdot a^2}{2,32 \cdot q}$	см	С.В. Жиркович Н.И. Наумец	Получена из формулы Герца.
7	$D = \frac{9 \cdot q^2 \cdot C_n}{4 \cdot \sigma_p^3}$	см		Формулы получены из условия равновесия вальца и распределения напряжения по закону
8	$D = \frac{9 \cdot q^2 \cdot C_m}{16 \cdot \sigma_p^3}$	см		$\sigma = c \cdot h^\mu$.

В большинстве случаев, чтобы излишне не осложнять вычисления [1], принимают $\mu = 1$, $a_2 = a_3$, $a_4 = a_1$.

$$q = \int_0^{a_1} c_1 (h_1 - z) dx + \int_{-a_2}^0 c_2 (h_2 - z) dx = c_1 \left(h_1 \cdot a_1 - \frac{a_1^3}{6R} \right) + c_2 \left(h_2 \cdot a_2 - \frac{a_2^3}{6R} \right),$$

т.к. $h_1 \approx \frac{a_1^2}{2R}$, $h_2 \approx \frac{a_2^2}{2R}$, $h_1 \approx \frac{\sigma_{\max}}{c_1}$, получаем следующие формулы для расчета q :

$$q = \frac{c_1}{3R} (a_1 + a_2 \cdot a_3) = \frac{2}{3} c_1 \cdot \sqrt{2R \cdot h_1^3} \cdot (1 + K^{0,5}) = \frac{2}{3} \sqrt{\frac{2R \cdot \sigma_{\max}^3}{c_1} \cdot (1 + K_1^{0,5})}.$$

В начале уплотнения при первом проходе ($n = 1$), $h_1 \gg h_2$, $K \approx 0$

$$q = \frac{2}{3} \cdot \sqrt{\frac{2R \cdot \sigma_{\max}^3}{c_n}}; \quad \sigma_{\max} = \frac{1}{2} \cdot \sqrt[3]{\frac{9 \cdot q^2 \cdot c_n}{R}}; \quad D = \frac{9 \cdot q^2 \cdot c_n}{4 \cdot \sigma_{\max}^3},$$

где c – коэффициент пропорциональности в зоне загрузки.

В конце уплотнения $n = m$; $a_2 \approx a_1$; $h_1 \approx h_2$; $K = 1$.

Эти формулы в основном выведены из рассмотрения взаимодействия вальца с грунтовым полупространством, они, за исключением формулы (3), не учитывают толщину уплотняемого материала, влияние которой велико.

Также следует отметить, что во многих случаях при уплотнении асфальтобетонных смесей контактные напряжения σ_{\max} не превышают предела прочности, но за вальцами в зоне разгрузки образуются трещины, снижающие прочность покрытия. Такие же трещины появляются при повышении числа проходов определенной критической величины. При этом повышение коэффициента уплотнения уже не приводит к повышению прочности и снижению водопроницаемости асфальтобетонных покрытий.

Единая теория, учитывающая уплотняемый материал как упруговязкопластичную среду, принимающая во внимание и объясняющая появление волны перед вальцами, сдвига материала и появление трещин, еще не разработана. Недостаточно изучено распределение напряжений по глубине слоя конечной толщины. Поэтому для выбора значений q и D особую ценность представляют результаты экспериментальных исследований.

В Таллинском политехническом институте под руководством А.И. Путка опытным путем на различных материалах были определены отношения q и D , обеспечивающие максимальный коэффициент уплотнения [2]. Для каждого типа материала были проведены эксперименты с вальцами различного диаметра. При этом оказалось, что для различных материалов характер зависимости коэффициента уплотнения от отношения q к D имеет один и тот же вид. Для одного и того же материала максимальному значению K_y для различных значений D соответствует одно и то же значение отношения q к D (табл. 2). С увеличением предела прочности и модуля упругости уплотняемого материала возрастает оптимальное отношение q к D . Следовательно, при уплотнении различных материалов катки должны иметь различные значения или иметь возможность его плавной регулировки.

Поскольку значение предела прочности и модуля упругости в конце уплотнения значительно выше, чем в начале, то контактное давление рабочего органа должно постепенно повышаться от прохода к проходу. Такой процесс повышения контактного давления до некоторой степени производится автоматически за счет снижения глубины колеи.

По данным Н.Я. Хархуты давление при этом возрастает в 1,5-2 раза, а необходимо, чтобы оно стало выше в 3-4 раза [1]. Повышение контактного давления до таких величин можно осуществить только при изменении отношения q к D .

Таблица 2

Оптимальное соотношение диаметра вальца D к линейному давлению q для различных материалов

№	Уплотняемый материал	q / D
1	Мелкозернистый песок	0,08
2	Среднезернистый песок	0,14
3	Суглинок	0,22
4	Песчаный асфальтобетон	0,16
5	Среднезернистый асфальтобетон	0,28
6	Крупнозернистый асфальтобетон	0,36

Существуют три традиционных решения этого вопроса: 1) применение статических катков различного типоразмера, имеющих различные значения q/D , а также применение

для уплотнения различных материалов одного и того же катка, но имеющего различную массу за счет догружения катка балластом. Такое решение требует выпуска большого числа моделей катков различных типоразмеров, что экономически не выгодно как с позиции производства, так и эксплуатации; 2) второй путь предусматривает применение вибрационных катков с регулируемыми параметрами вибрации (P, f, A); 3) третий путь предусматривает применение статических катков с изменяемой кривизной вальца в зоне контакта с уплотняемой средой.

По методике Р.А. Кабашева [3] были собраны данные по трехвальцовым двухосным каткам, выпускаемым в разных странах различными фирмами-производителями, по которым построены графические зависимости диаметра передних и задних вальцов катка, а также их ширины от массы катка с балластом (рис. 2 – 5). При анализе полей корреляции этих параметров можно получить значения диаметров и ширины вальцов, соответствующие доминанте, т.е. геометрическому месту наиболее вероятных численных значений параметров на полях корреляции (табл. 3).

Таблица 3

Среднестатистические параметры дорожных катков

Параметр		масса катка с балластом			
		8 т		13 т	
		по стат. данным	каток ДУ-50	по стат. данным	каток ДУ-48А
Диаметр вальца, мм	переднего D_1	1050	1000	1170	1000
	заднего D_2	1400	1300	1550	1600
Ширина вальца, мм	переднего B_1	1125	1000	1180	1040
	заднего B_2	525	530	560	525

На основании обзора были построены корреляционные зависимости отношения q к D от массы катка как с балластом, так и без балласта для передних и задних вальцов трехвальцовых двухосных катков (рис. 4 и 5), а значения q/D , соответствующие доминантам корреляционных зависимостей для катков ДУ-50 и ДУ-48А, приведены в таблице 4, из которой можно сделать вывод, что значение q/D для задних вальцов практически всех катков соответствует среднему значению этого параметра, а значения q/D для передних вальцов значительно разнятся со сравниваемыми данными наиболее распространенных катков ДУ-48А и ДУ-50, поэтому выбор значений q и D для статических катков требует проведения дальнейших исследований.

Таблица 4

Отношение линейного давления к диаметру вальца

Параметр			масса катка			
			6-8 т		10-13 т	
			по стат. данным	ДУ-50	по стат. данным	ДУ-48А
Отношение q к D	передних вальцов	без балласта	0,15	0,29	0,26	0,4
		с балластом	0,28	0,38	0,35	0,5
	задних вальцов	без балласта	0,23	0,231	0,37	0,344
		с балластом	0,33	0,308	0,47	0,468

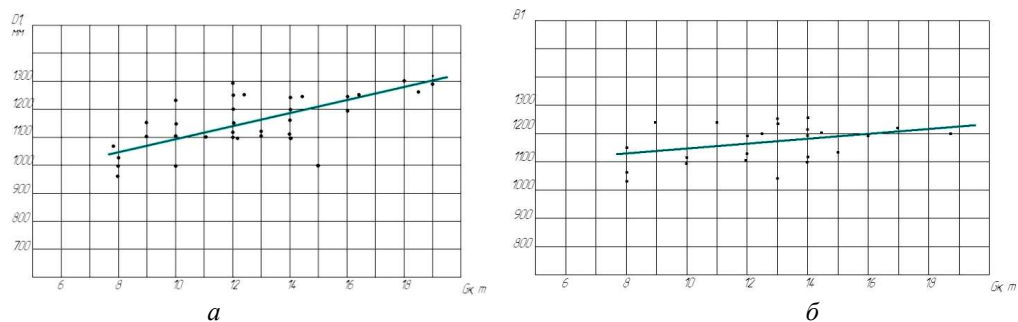


Рисунок 2 – Корреляционная зависимость между диаметром D_1 (а) и шириной B_1 (б) переднего вальца и массой катка G (с балластом)

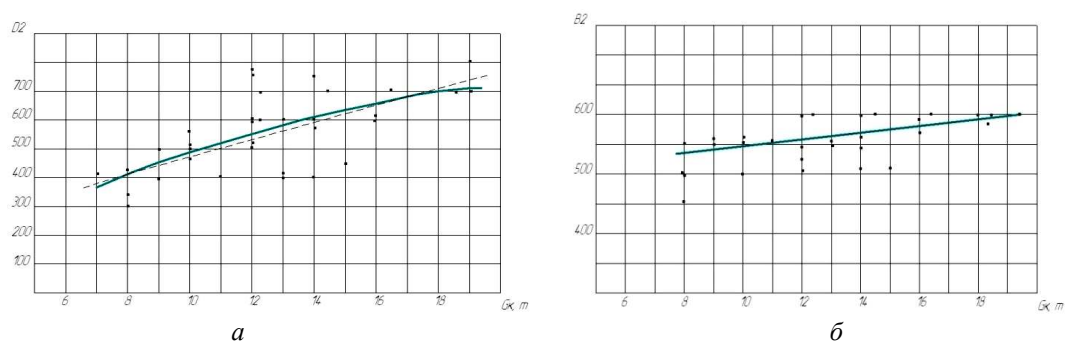


Рисунок 3 – Корреляционная зависимость между диаметром D_2 (а) и шириной B_2 (б) задних вальцов и массой катка G (с балластом)

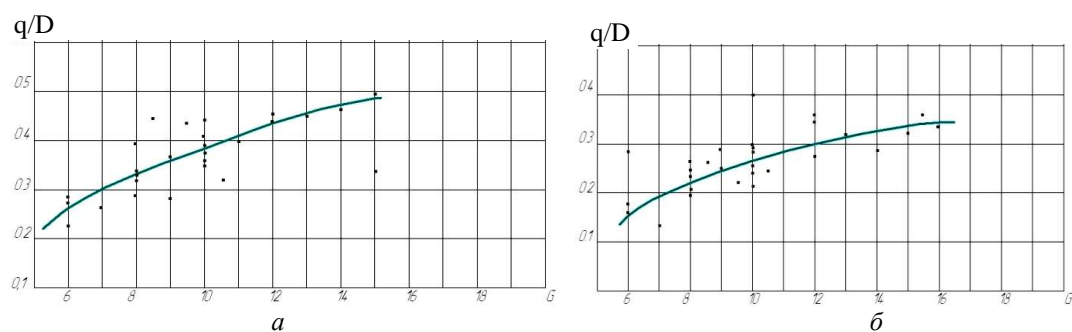


Рисунок 4 – Корреляционная зависимость между параметром q/D и массой катка (для переднего (а) вальца и задних вальцов (б) без балласта)

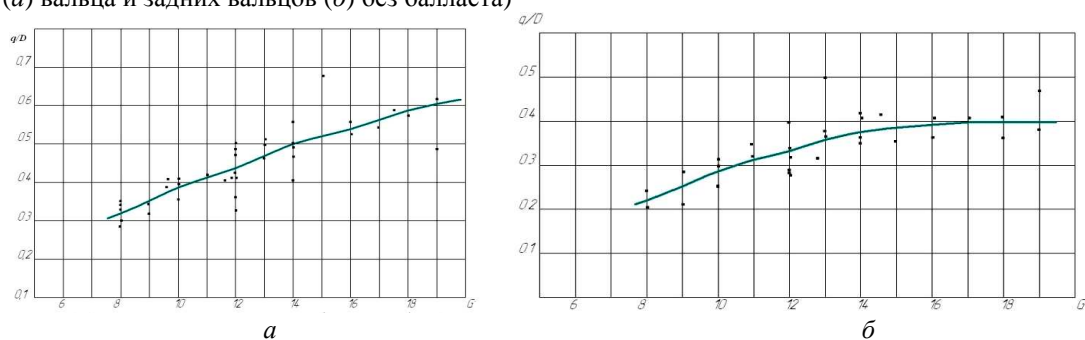


Рисунок 5 - Корреляционная зависимость между параметром q/D и массой катка (для переднего (а)

валяца и для задних вальцов (б) без балласта)

Теоретическое обоснование выбора рациональных скоростей катков дали в своих работах Н.И. Наумец и С.В. Жиркович. Они предлагают три варианта определения рациональных скоростей, представленных в табл. 5, по которым скорость движения катка в процессе уплотнения должна постепенно повышаться.

Таблица 5

Теоретическое обоснование выбора
рациональных скоростей катков (Н.И. Наумец и С.В. Жиркович)

№	Формула	Размерность	Основная предпосылка
9	$V_n = \frac{a}{\pi \cdot \sqrt{\frac{Q}{P_0 \cdot a \cdot g \cdot B}}}$	см/сек	1. Вариант основывается на учете времени, необходимом для деформирования грунта, и при применении его к катку с гладкими вальцами используют усредненную хорду соприкосновения катка с грунтом: a – определяется из формулы Герца, P_0 – удельное сопротивление материала смятию.
10	$V = \frac{2Q}{P_0 \cdot y \cdot B \cdot t},$ <p>где y – глубина вмятия,</p> $y_{\max} = \sqrt[3]{\frac{25}{4K^2}},$ $K = \frac{2}{3} \cdot \frac{B \cdot P_0 \cdot \sqrt{D}}{Q},$ <p>t – время погружения,</p> $t = \frac{1}{\sqrt{2g}} \cdot \left(2\sqrt{y} + \frac{1}{2,5} \cdot K \cdot y^2 \right)$	см/сек	2. Наряду с учетом времени деформации грунта, используется также принцип сохранения энергии.
11	$V = \frac{a}{4} \cdot \sqrt{\frac{E \cdot B \cdot g}{Q}},$ <p>$g = 981 \text{ см/сек}^2$</p>	см/сек	3. Вариант учитывает время на распространение напряжения в уплотняемой среде.

Оптимальная толщина слоя уплотняемого материала (H_0) находится в тесной зависимости от глубины активной зоны (h_0). В тех случаях, когда требуемая плотность не превышает $0,95\delta_{\max}$, оптимальная толщина слоя может быть принята равной глубине активной зоны. Если требуемая плотность составляет $(0,98-1)\delta_{\max}$, то оптимальная толщина слоя равна половине глубины активной зоны. Глубина активной зоны зависит от минимального поперечного размера поверхности контакта рабочего органа с уплотняемым материалом B_{\min} , величины напряжения σ , скорости изменения напряженного состояния, а также от вида и влажности грунта. Для катков с гладкими вальцами глубина активной зоны принимается равной длине хорды (табл. 6), стягивающей погруженную в грунт ок-

ружность вальца (a).

Таблица 6

Формулы для определения глубины активной зоны уплотнения

№	Формула	Един. измер.	Автор	Основная предпосылка
12	$h_0 = 4 \cdot \sqrt{\frac{q \cdot R}{E_0}}$	см	Н.Я. Хархута	Из формулы определения величины хорды $a = 4 \sqrt{\frac{g \cdot R}{E_0}}$
13	Для связных грунтов $h_0 = 0,30 \frac{W}{W_0} \cdot \sqrt{q \cdot R}$	см	Н.Я. Хархута	Получена из формулы 1.23. при подстановке значений E_0 с учетом влажности грунта.
14	Для несвязных грунтов $h_0 = 0,35 \frac{W}{W_0} \cdot \sqrt{q \cdot R}$			
15	$h = -\frac{A}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{A}{2}\right)^2 - B}$, где $A = \frac{1}{2p}(B+a)(p+z)$, $B = \frac{1}{4}(a \cdot b - \frac{Q}{p})$	см	С.В. Жиркович, Н.И. Наумец	Из условия равновесия вальца (удержания вальца уплотненным слоем) $Q = p \cdot F + 2 \cdot r \cdot h(B+a)$, p – максимальное удельное давление; r – сопротивление уплотненного грунта срезу; F – площадь давления вальца.
16	$h_0 = \frac{W}{W_0} \cdot \sqrt[3]{\frac{3 \cdot g \cdot R}{c_n}}$	см	Я.А. Калужский	Из формулы $q = \frac{c}{3R} \cdot (a_1^3 + a_1^2 \cdot a_2)$.
17	$h_0 = \frac{W}{W_0} \cdot \sqrt[3]{\frac{3 \cdot g \cdot R}{2 \cdot c_m}}$	см	В.Ф. Бабков	В начале уплотнения при $a_2 \approx 0$. В конце уплотнения при $a_2 \approx a_1$.
18	$h = \sqrt{\frac{2,32g \cdot D}{E}}$	см		Из формулы Герца.

Список литературы

1. Хархута Н.Я. Дорожные машины. Теория, конструкция и расчет: Учебник для вузов. – Изд. 2-е, перераб. и доп. – Л.: Машиностроение, 1976. – 472 с.
2. Путк А.И. Зависимость коэффициента уплотнения от числа проходов уплотняющих машин / А.И. Путк, Т.В. Наэлапя // Тр. Таллинского политехн. ин-та. – № 351. – 1973. – Таллин, 1973. – С. 59-70.
3. Кабашев Р.А. Определение основных технических параметров дорожных катков статистическими методами / Р.А. Кабашев, М.С. Кульгильдинов, Г.Ж. Сарсенбай // Вестник КазАТК им. М. Тынышпаева. – 2006. – № 1. – Алматы: КазАТК, 2006. – С. 91-96.

Получено 20.01.10

УДК 681.3

Ж.Е. Кенжебаева, К.Ж. Доштаев

КазАТК им. М. Тынышпаева, г. Алматы

**АНАЛИЗ РЕЗУЛЬТАТОВ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО РАСЧЕТА НЕФТЕПРОВОДА
С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ИНФОРМАЦИОННОЙ СИСТЕМЫ**

Не существует отрасли промышленности, в которой не было бы потребности применения автоматизации технологических процессов на основе автоматизированных систем управления технологическими процессами (АСУТП). В этом смысле не является исключением добыча и транспортировка нефти. Одним из главных преимуществ АСУТП является снижение, вплоть до полного исключения, влияния так называемого человеческого фактора на управляемый процесс, сокращение персонала, минимизация расходов сырья, повышение качества исходного продукта, и в конечном итоге существенное повышение эффективности производства. Основные функции, выполняемые подобными системами, включают в себя контроль и управление, обмен данными, обработку, накопление и хранение информации, формирование сигналов тревог, построение графиков и отчетов [1]. Поэтому центральным звеном АСУТП является информационная система.

Скважинная продукция из пласта поступает по выкидным линиям на групповую замерную установку, где происходит автоматический замер расходов жидкости и газа, отбор проб.

Далее газожидкостная смесь поступает в сепаратор I-й ступени, в котором происходит отделение газа от жидкости. Отделенный газ идет в трехфазный сепаратор, где происходит вторичное отделение газа, который затем идет в абсорбер на осушку. Затем осушенный газ поступает на ГПЗ. Часть газа через регулятор направляется на факел для сжигания. После сепаратора I-й ступени нефтяная эмульсия поступает в трехфазный сепаратор для отделения нефти от воды и для окончательного отделения газовой фазы. Откуда вода через концевой сепаратор отправляется на БКНС.

В концевом сепараторе происходит глубокое обезвоживание и обессоливание нефти. Затем нефть подогревается при помощи печей до 60-65 °С. Далее нефть направляется на ЦППН. Имеется дренажная емкость для сброса воды из сепараторов. При гидравлических расчетах системы сбора на нефтяных месторождениях приходится сталкиваться с различными условиями движения продукции скважин по трубам. При транспортировке ее за счет пластовой энергии в выкидных линиях скважин наблюдается движение двухфазной газожидкостной смеси, а при обводнении – трехфазной смеси.

Водонефтяные эмульсии почти всегда являются вязкопластичными жидкостями. Движение продукции осложняется также присутствием в потоке твердых частиц – механических примесей, парафинов и асфальтенов. При использовании печей при транспортировке нефти, или учитывая естественные потери тепла в окружающую среду, приходится выполнять гидравлические расчеты, учитывающие неизотермичность процесса.

Узел учета позволяет определять параметры потока сырой нефти (массовый расход, плотность, температуру и обводненность эмульсии, объемный расход чистой нефти, давление в коллекторе) с последующей передачей полученной информации на диспетчер-

ский пульт и внесением в базу данных информационной системы.

Разработанная информационная система предназначена [2] для работы в составе корпоративной системы, основными направлениями применения которой являются:

- управление добычей, транспортировкой и переработкой нефти и газа;
- управление распределением электроэнергии;
- управление водоснабжением;
- контроль окружающей среды.

Основными достоинствами информационной системы, дающими удобства и легкость использования, являются следующие: графический интерфейс; возможность построения отчетов и трендов; возможность удаленного подключения и работы в локальной сети.

Построитель и редактор базы данных содержит меню с заполняемыми бланками и редактируемыми окнами помощи (рис. 1).

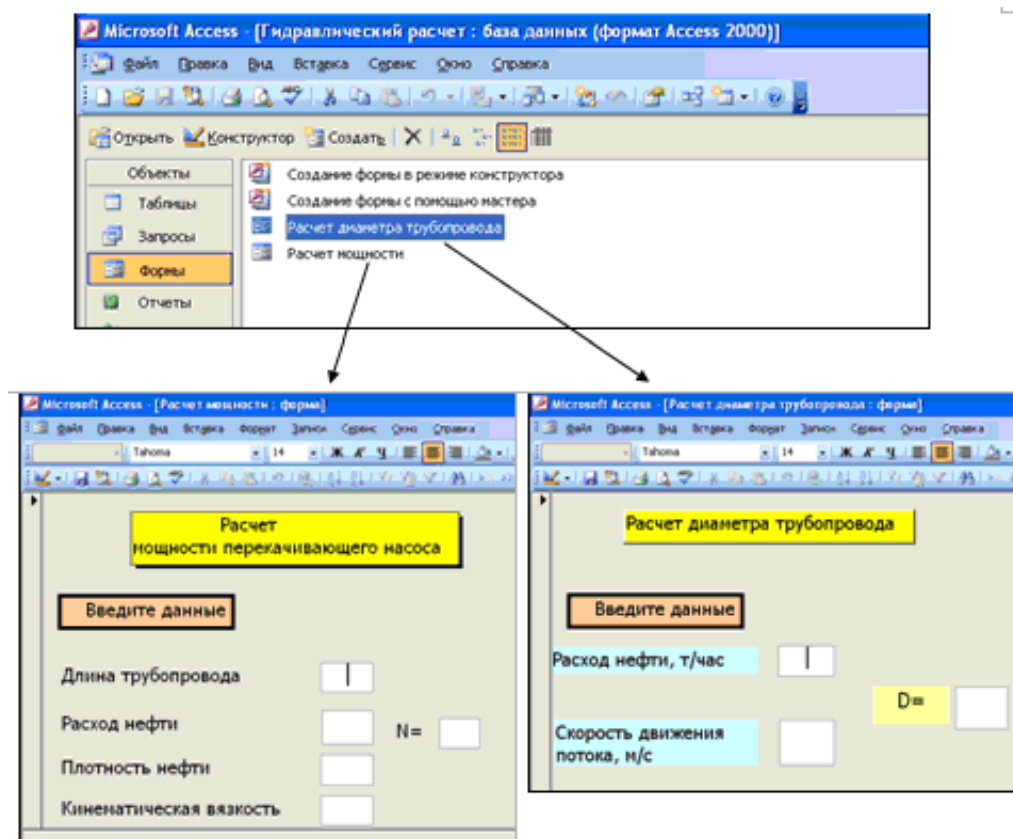


Рисунок 1 – Вид окна построителя и редактора базы данных

Гидравлический расчет нефтепровода предусматривает определение перепада давления нефти по его длине, диаметру трубопровода или его пропускной способности. После построения базы данных информационная система автоматически создает и поддерживает отображение соответствующих отчетов. На рисунке 2 представлена диаграмма результатов моделирования расхода нефти в зависимости от диаметра трубопровода с учетом состояния транспортируемой жидкости. Это позволяет оперативно анализировать ситуа-

цию при транспортировке нефти и принимать соответствующие решения для адекватного управления технологическим процессом.

Результаты моделирования

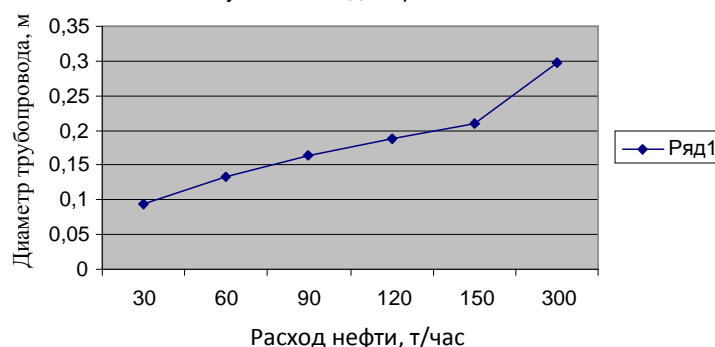


Рисунок 2 – Диаграмма результатов моделирования расхода нефти

В рамках данной ИС «Гидравлический расчет» завершается работа над процессором вычислений для поддержки следующих запрограммированных вычислений, использующих указанные значения точек базы данных:

- время работы устройства;
- расход жидкости, базирующийся на объеме жидкости;
- объем жидкости, базирующийся на расходе жидкости;
- изменение состояния счетчика устройства.

Нажатием экранной макрокнопки обеспечивается быстрый доступ из одной графической формы в другую.

Для установки информационной системы достаточны минимальные требования к аппаратуре: компьютер на базе Intel Pentium, 128 Мбайт оперативной памяти, 20 Гбайт жесткий диск (размер определяется объемом базы данных); 1 последовательный порт RS232; 1 параллельный порт (второй параллельный порт рекомендуется).

Разработанная информационная система предназначена для работы в составе корпоративной системы и выполнения функций оперативного анализа ситуации при транспортировке нефти, что позволяет оперативно принимать соответствующие решения для адекватного управления технологическим процессом транспортировки нефти.

Список литературы

1. Комплекс программ «Расчёт режимов работы нефтепроводов» / А.М. Шаммазов, Н.Е. Пирогов, Ю.П. Ретюнин и др. // Трубопроводный транспорт нефти. Приложение. – 2001. – №9. – С.16-18.
2. Ашимова Р.Б. Информационная система для гидравлического расчета трубопровода / Р.Б. Ашимова, Ж.Е. Кенжебаева // Вестник КазАТК. – 2009. – № 5. – С. 103-106.

Получено 26.02.10

УДК 621.396

Ю.Н. Кликушин, Н.К. Набиев, К.Т. Кошекков

СКГУ им. М. Козыбаева, г. Петропавловск

**МЕТОД ДИАГНОСТИКИ ПОДШИПНИКОВ БУКСОВЫХ УЗЛОВ
НА ОСНОВЕ ИДЕНТИФИКАЦИОННЫХ ИЗМЕРЕНИЙ**

Колесная пара – одна из самых ответственных деталей вагона, от исправной ее работы зависит безопасность движения поездов. При этом замена колесной пары или одного из ее элементов – буксы с роликовыми подшипниками, цельнокатаного колеса или оси – приводит к внеплановым ремонтам и, как следствие, к большим экономическим затратам.

При эксплуатации подвижных составов происходит изнашивание как ходовой части, так и рельсового полотна, но в большей степени это относится к колесам и буксовым узлам.

Авторами предлагается методика безразборной виброакустической диагностики технического состояния подшипников качения в собранной буксе на колесной паре с использованием метода идентификационных измерений, предложенного в работе [1].

Согласно предложенному методу для вибродиагностики подшипников буксовых узлов будем максимально использовать все характеристики сигналов.

Поскольку заранее неизвестно, какая из характеристик сигнала будет наиболее информативной в отношении того или иного качественного признака, рекомендуется:

- анализировать не только сам сигнал, но и его приращения;
- анализировать основные функции сигнала: спектральная функция, корреляционная функция, вероятностная функция;
- измерять как распределение временных интервалов (РВИ), так и распределение мгновенных значений (РМЗ) с помощью метода, предложенного в работе [1].

В области цифровой обработки сигналов [2] с применением компьютерной техники используются разные виды характеристик, среди которых наиболее информативными и характеризующими более точно состояние являются следующие характеристики.

Временная характеристика $x(t)$ характеризует изменение физической величины (виброскорость или виброускорение) во времени.

Спектральная функция определяется следующим выражением:

$$S(X) = \int_0^t x(t) \exp(-j2\pi ft) dt, \quad (1)$$

где f – частота сигнала.

Корреляционная функция характеризует стохастическую (случайную) связь между двумя мгновенными значениями случайного сигнала, разделенного заданным интервалом времени τ

$$R(X) = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_0^T [x(t) - m_X][x(t + \tau) - m_X] dt, \quad (2)$$

где T – время наблюдения,

τ – длительность интервала пребывания значений функции ниже заданного уровня,

$m_X = \bar{x}(t)$ – математическое ожидание или среднее значение.

Вероятностная функция сигнала:

$$P(X) = f_x(x) \Big|_b^a, \quad (3)$$

где a, b – границы интервала,

$f_x(x) \Big|_b^a$ – плотность вероятности случайной величины X на интервале $[a, b]$.

Вместе с тем, эффективно для обработки сигнала использовать не только сам сигнал, но и его приращения:

$$\Delta x(t) = x_n(t) - x_{n-1}(t). \quad (4)$$

Поскольку $\Delta x(t)$ является функцией времени, то для нее также возможно применение характеристик, определяемых выражениями (1) – (3). Тогда к функции приращения следует применить характеристики, определяемые выражениями:

- $R(\Delta X)$ – корреляционная характеристика приращения функции $\Delta x(t)$,
- $S(\Delta X)$ – спектральная характеристика приращения функции $\Delta x(t)$,
- $P(\Delta X)$ – вероятностная характеристика приращения функции $\Delta x(t)$.

Полученный ряд характеристик сигнала как самых информативных полностью характеризует состояние объекта в вибродиагностике. Однако необходим универсальный аппарат для их обработки с целью получения необходимой информации для их идентификации и распознавания.

В предлагаемой методике методологии идентификационных измерений сигналов все характеристики распознаются путем преобразования с получением идентификационных параметров согласно методике, предложенной в [1].

Идентификационные параметры распределения мгновенных значений сигнала

$$Id^3 M_{(F)} = IdPM[X(t)] = IdP[X_1^D \dots X_R^D], \quad (5)$$

где $IdPM[.]$ – условное обозначение операции идентификационного преобразования распределения мгновенных значений сигнала,

$[X_1^D \dots X_R^D]$ – массив дискретизированных значений характеристик сигнала,

R – количество выборок,

F – вид характеристики сигнала (временная характеристика, спектральная, корреляционная, вероятностная).

Идентификационные параметры распределения временных интервалов сигнала

$$Id^3 B_{(F)} = IdPB[X(t)] = IdP[X_1^K \dots X_R^K], \quad (6)$$

где $IdPB[.]$ – условное обозначение операции идентификационного преобразования распределения временных интервалов сигнала,

$[X_1^K \dots X_R^K]$ – массив квантованных значений характеристик сигнала.

R – количество выборок,

F – вид характеристики сигнала (временная характеристика, спектральная, корреляционная, вероятностная).

Как следует из вышеизложенного, для обработки используется большое количество динамически изменяющихся параметров. Следовательно, будем применять математический аппарат статистического моделирования, где все параметры будут объединены в таблицы, а определение состояния подшипников будет связано с работой над данными, представленными в виде таблиц.

При решении задачи вибродиагностики подшипников буксовых узлов колесных пар необходимо иметь набор реализаций дефектов с одинаковым объемом выборки и постоянством условий их формирования. Каждая диаграмма записывается на диск, например в текстовом формате, и сопровождается качественным отличительным признаком в виде названия дефекта или эталона.

По определенным в (5) и (6) идентификационным параметрам формируем базу данных идентификационных параметров эталонных сигналов и характеристик (табл. 1, 2).

Например, применительно к измерениям вибросигнала подшипников буксовых узлов колесных пар формируется реляционная модель базы данных эталонных измерений вибросигнала (с различными введенными дефектами).

Таблица 1

*Реляционная модель базы данных эталонных сигналов
по измерениям распределения временных интервалов*

Имя файла	Дефект подшипника	Измерения распределения временных интервалов			
		Функции сигнала			
		<i>Time-1</i> $F=<T1>$	<i>Hist-1</i> $F=<H1>$	<i>Corr-1</i> $F=<C1>$	<i>Spec-1</i> $F=<S1>$
File-name1.txt	Дефект 1	$IdB_{1(T1)}^{\vartheta}$	$IdB_{1(H1)}^{\vartheta}$	$IdB_{1(C1)}^{\vartheta}$	$IdB_{1(S1)}^{\vartheta}$
...
File-nameI.txt	Дефект I	$IdB_{i(T1)}^{\vartheta}$	$IdB_{i(H1)}^{\vartheta}$	$IdB_{i(C1)}^{\vartheta}$	$IdB_{i(S1)}^{\vartheta}$
...
File-nameN.txt	Дефект N	$IdB_{N(T1)}^{\vartheta}$	$IdB_{N(H1)}^{\vartheta}$	$IdB_{N(C1)}^{\vartheta}$	$IdB_{N(S1)}^{\vartheta}$

Примечание. F – функции сигнала $X(t)$, $IdB_{i(F)}^{\vartheta}$ – идентификационный параметр измерений, $i=1 \dots N$ – количество дефектов.

Таблица 2

Реляционная модель базы данных по измерениям распределения мгновенных значений

Имя файла	Дефект подшипни- ка	Измерения распределения мгновенных значений			
		Функции сигнала			
		<i>Time-1</i> $F=<T1>$	<i>Hist-1</i> $F=<H1>$	<i>Corr-1</i> $F=<C1>$	<i>Spec-1</i> $F=<S1>$
File-name1.txt	Дефект 1	$IdM_{1(T1)}^{\vartheta}$	$IdM_{1(H1)}^{\vartheta}$	$IdM_{1(C1)}^{\vartheta}$	$IdM_{1(S1)}^{\vartheta}$
...
File-nameI.txt	Дефект I	$IdM_{i(T1)}^{\vartheta}$	$IdM_{i(H1)}^{\vartheta}$	$IdM_{i(C1)}^{\vartheta}$	$IdM_{i(S1)}^{\vartheta}$
...
File-nameN.txt	Дефект N	$IdM_{N(T1)}^{\vartheta}$	$IdM_{N(H1)}^{\vartheta}$	$IdM_{N(C1)}^{\vartheta}$	$IdM_{N(S1)}^{\vartheta}$

Примечание. $IdM_{i(F)}^{\vartheta}$ – идентификационный параметр измерений.

После создания баз данных эталонных измерений по той же схеме проводят измерение

идентификационных параметров $Id^H M$ и $Id^H B$ исследуемого вибросигнала $X_H(t)$. Полученные численные и классификационные оценки идентификационных параметров исследуемого сигнала последовательно сравниваются со всеми эталонами по принципу «один – со всеми». При этом для числовых параметров вычисляются отклонения $\Delta Id_i M$ и $\Delta Id_i B$

$$\Delta Id_i^P = \frac{Id^H - Id_i^3}{Id_i^3} 100\% . \quad (7)$$

По идентификационной шкале эталонных сигналов [1] (табл. 3) составляется реляционная модель классификационной части базы данных эталонных вибросигналов дефектов и исследуемых вибросигналов подшипников буксовых узлов колесных пар.

Таблица 3

Идентификационная шкала эталонных сигналов

Имя отметки	Коши (kosh)	Лапл (lapl)	Гамма (gamma)	Норм (gaus)	Симп (simp)	Равн (even)	Аркс (asin)	2Мод (2mod)
Порядковые №	1	2	3	4	5	6	7	8
Отметки шкалы	0	10	20	30	51	75	92	100

Для указанных эталонов значения идентификационных чисел известны заранее и хранятся внутри программы (базы данных) как некие константы. Диапазон идентификационных чисел эталонов (в данном примере от 0 до 100) охватывает полный диапазон существования любых других сигналов, как случайных так и периодических, а также их смесей [1].

Полученные идентификационные параметры $IdM_{i<F>}^3$ путем интерполяции будем сравнивать с отметкой шкалы таблицы 3 и в результате полученные значения будут являться комплексными эталонными характеристиками $\pm \langle A_{i(F)}^3 \rangle$. Знак « \pm » перед лингвистической характеристикой определяется

$$\langle \pm \rangle = \begin{cases} +1, & \text{если } 0 < IdB_{iF}^3 < 1, \\ -1, & \text{если } IdB_{iF}^3 > 1. \end{cases} \quad (8)$$

Для исследуемого сигнала полученные идентификационные параметры $IdM_{i<F>}^H$ и $IdB_{i<F>}^H$ путем интерполяции сравниваются с отметкой шкалы таблицы 3, и в результате полученным значением будет являться комплексная характеристика $\pm \langle A_{i(F)}^H \rangle$ исследуемого сигнала. Знак « \pm » перед лингвистической характеристикой определяется

$$\langle \pm \rangle = \begin{cases} +1, & \text{если } 0 < IdB_{iF}^H < 1, \\ -1, & \text{если } IdB_{iF}^H > 1. \end{cases} \quad (9)$$

Классификационные параметры исследуемого сигнала и эталонов сравниваются между собой по принципу дихотомии «равен – не равен»

$$d_{i<F>}^M = \begin{cases} 1, & \text{если } \pm \langle A_{i<F>}^3 \rangle = \pm \langle A_{i<F>}^H \rangle, \\ 0, & \text{если } \pm \langle A_{i<F>}^3 \rangle \neq \pm \langle A_{i<F>}^H \rangle. \end{cases} \quad (10)$$

Таким образом, формируются массивы в виде баз данных результатов сравнения (табл. 4), которые служат предметом дальнейшего анализа.

По таблице сравнения эталонных и исследуемых вибросигналов составляем инте-

гральные оценки по выражениям:

- Интегральная оценка критерия минимума ΔIdM

$$\overline{MeanIdM} = \frac{\sum_{i=1}^H \Delta IdM_{i<F>}}{H}. \quad (11)$$

- Интегральная оценка критерия минимума ΔIdB

$$\overline{MeanIdB} = \frac{\sum_{i=1}^H \Delta IdB_{i<F>}}{H}. \quad (12)$$

- Интегральная оценка критерия максимума $MeanP$

$$\overline{MeanP} = \frac{\sum_{i=1}^H d_{i<F>}}{H}. \quad (13)$$

- Интегральная оценка критерия минимума $Mean$

$$\overline{Mean} = \frac{\overline{MeanIdM} + \overline{MeanIdB} + \overline{MeanP}}{3}. \quad (14)$$

Таблица 4

Реляционная модель базы данных сравнения идентификационных параметров измерений распределений мгновенных значений

Имя файла	Исследуемый сигнал	Измерения распределения мгновенных значений			
		Функции сигнала			
		Time-1 F=<T1>	Hist-1 F=<H1>	Corr-1 F=<C1>	Spec-1 F=<S1>
File-name1.txt	Mess1.txt	$d^M_{1<F>}$	$d^M_{1<F>}$	$d^M_{1<F>}$	$d^M_{1<F>}$
...	
File-nameI.txt		$d^M_{i<F>}$	$d^M_{i<F>}$	$d^M_{i<F>}$	$d^M_{i<F>}$
...	
File-nameN.txt		$d^M_{N<F>}$	$d^M_{N<F>}$	$d^M_{N<F>}$	$d^M_{N<F>}$

Анализ полученной базы данных проводится с целью выработки правильного диагностического решения о принадлежности исследуемого сигнала одному из эталонов. Это задача распознавания. Сложность этой процедуры состоит в изначальной неопределенности выбора критериев, предназначенных для отбора тех или иных решений.

Таблица 5

Реляционная модель базы данных интегральных оценок

Имя файла эталона	Исследуемый сигнал	Интегральные оценки			
		$\overline{MeanIdM}$	$\overline{MeanIdB}$	\overline{MeanP}	\overline{Mean}
File-name1.txt	Mess1.txt	$\overline{MeanIdM}_1$	$\overline{MeanIdB}_1$	\overline{MeanP}_1	\overline{Mean}_1
...	

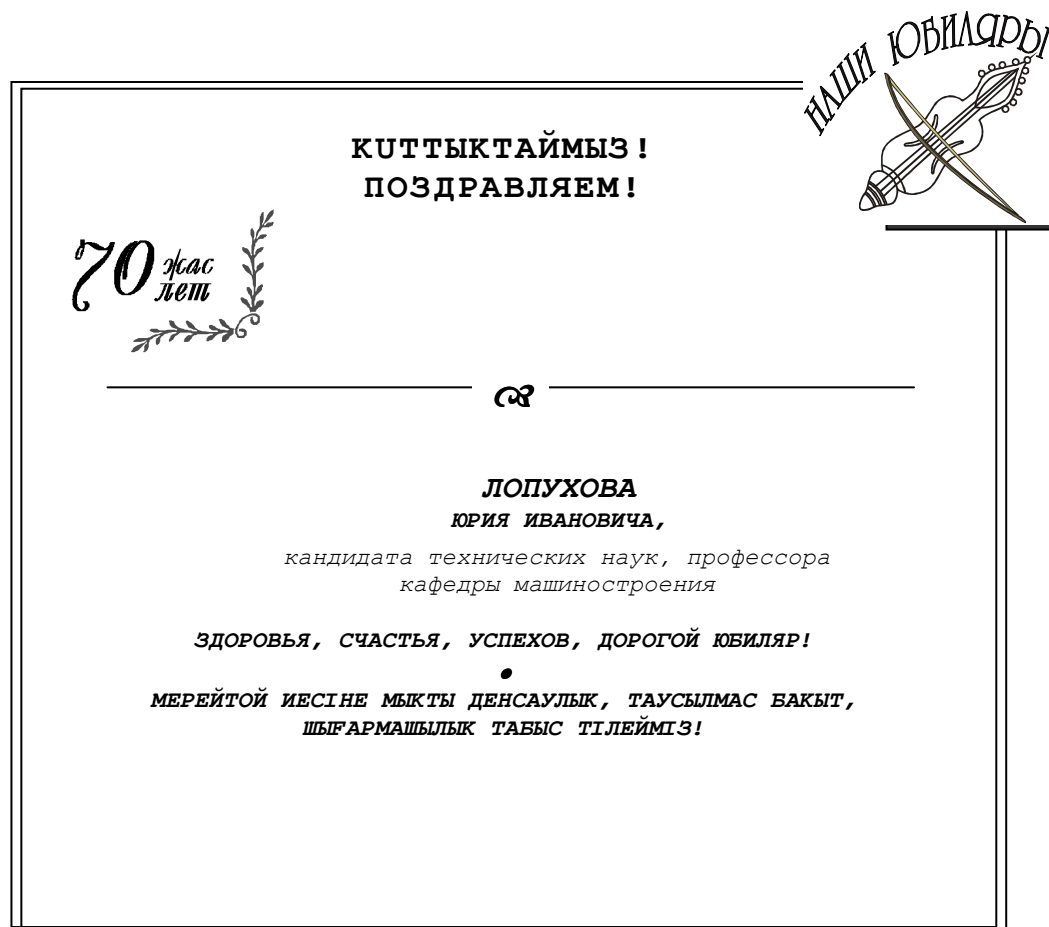
File-nameI.txt		$MeanIdM_i$	$MeanIdB_i$	$MeanP_i$	$Mean_i$
...	
File-nameN.txt		$MeanIdM_N$	$MeanIdB_N$	$MeanP_N$	$Mean_N$

Таким образом, рассмотрено применение метода идентификационных измерений для диагностики подшипников буксовых узлов колесных пар с нахождением всех идентификационных эталонных исследуемых вибросигналов, и решение задачи постановки диагноза (распознавания) требует участия эксперта, необходимого для устранения неоднозначности в принятии решения. Такие задачи решаются в эргатических системах управления, особенность которых в том, что в контур управления, т.е. в управляющую систему, включен сам человек-оператор [3].

Список литературы

1. Кликушин Ю.Н. Методы и средства идентификационных измерений сигналов / Ю.Н. Кликушин, К.Т. Кошеков. – Петропавловск: Изд-во СКГУ им. М.Козыбаева, 2007. – 186 с.
2. Макс Ж. Методы и техника обработки сигналов при физических измерениях. – М.: Мир, 1983. – Кн. 1-2.
3. Мухин В.И. Исследование систем управления. – М.: Изд-во Экзамен, 2006. – 2 изд., доп. и перераб. – 479 с.

Получено 4.02.10





УДК 621.8:625.7-192

Ж.О. Кульсеитов, В.Н. Сидоренко, А.М. Жандарбекова
ВКГТУ им. Д. Серикбаева, г. Усть-Каменогорск

**ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ ЭРЛАНГА
ПО ДАННЫМ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ИСПЫТАНИЙ МАШИН**

Пусть предполагается, что распределение значений некоторой случайной величины подчинено закону Эрланга с параметрами n и λ

$$f(t, \lambda, n) = \frac{\lambda(\lambda t)^{n-1}}{(n-1)!} e^{-\lambda t}, \quad n \geq 3 \quad \text{и} \quad \lambda > 0.$$

Ставится задача на основании результатов испытаний на надежность в реальных условиях эксплуатации машин определить эмпирические значения параметров закона распределения. Результаты испытаний заданы в таблице.

Результаты испытаний

Значения случайной наработки, t_i	t_1	t_2	\dots	t_k
Частоты, n	n_1	n_2	\dots	n_k

Для определения параметров n и λ по данным эксплуатационных испытаний машин на надежность воспользуемся методом максимального правдоподобия Фишера. Составим функцию правдоподобия

$$L(t_1, t_2, \dots, t_k, \lambda, n) = (f(t_1, \lambda, n))^{n_1} \cdot (f(t_2, \lambda, n))^{n_2} \dots (f(t_k, \lambda, n))^{n_k}.$$

При этом можно записать

$$L(t_1, t_2, \dots, t_k, \lambda, n) = \prod_{i=1}^k \left(\frac{\lambda(\lambda t_i)^{n-1}}{(n-1)!} e^{-\lambda t_i} \right)^{n_i} = \left(\frac{\lambda(\lambda t_1)^{n-1}}{(n-1)!} e^{-\lambda t_1} \right)^{n_1} \cdot \left(\frac{\lambda(\lambda t_2)^{n-1}}{(n-1)!} e^{-\lambda t_2} \right)^{n_2} \dots$$

$$\dots \left(\frac{\lambda(\lambda t_k)^{n-1}}{(n-1)!} e^{-\lambda t_k} \right)^{n_k} = \prod_{i=1}^k t_i^{n_i(n-1)} \cdot \frac{\lambda^{Nn}}{(n-1)!} e^{-\lambda \sum_{i=1}^k t_i n_i}.$$

Параметры n и λ следует определять так, чтобы функция $L(t_1, t_2, \dots, t_k, \lambda, n)$ достигала максимального значения. Прологарифмируя данную функцию, можно найти ее частные производные, т.е.

$$\ln L(t_1, t_2, \dots, t_k, \lambda, n) = \ln \left(\prod_{i=1}^k t_i^{n_i(n-1)} \cdot \frac{\lambda^{Nn}}{(n-1)!} e^{-\lambda \sum_{i=1}^k t_i n_i} \right) = N \cdot n \cdot \ln \lambda +$$

$$+ (n-1) \cdot \ln \left(\prod_{i=1}^k t_i^{n_i} \right) - \lambda \sum_{i=1}^k (t_i n_i) + n \cdot N - \frac{N}{2} \ln(2\pi) - N \left(n - \frac{1}{2} \right) \ln(n),$$

$$\frac{\partial}{\partial \lambda} \ln L(t_1, t_2, \dots, t_k, \lambda, n) = \frac{N \cdot n}{\lambda} - \sum_{i=1}^k t_i n_i, \quad (5)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial n} \ln L(t_1, t_2, \dots, t_k, \lambda, n) &= N \ln(\lambda) + \ln \left(\prod_{i=1}^k t_i^{n_i} \right) + N - N \cdot \ln(n) - N \frac{n - \frac{1}{2}}{n} = \\ &= \ln \left(\prod_{i=1}^k t_i^{n_i} - N \cdot \ln \left(\frac{n}{\lambda} \right) + \frac{N}{2n} \right), \end{aligned}$$

где N – объем выборки.

Для того чтобы производная по параметру n вообще могла быть найдена, факториал $(n-1)!$ заменим по формуле Стирлинга

$$(n-1)! = \frac{1!}{n} = \frac{n^n \cdot e^{-n} \cdot \sqrt{2\pi n}}{n} = n^{n-1} \cdot e^{-n} \cdot \sqrt{2\pi n} = n^{n-\frac{1}{2}} \cdot e^{-n} \cdot \sqrt{2\pi}.$$

Приравняв частные производные к нулю, несложно найти точку возможного экстремума

$$\begin{aligned} \begin{cases} \frac{N \cdot n}{\lambda} - \sum_{i=1}^k t_i n_i = 0 \\ \ln \left(\prod_{i=1}^k t_i^{n_i} \right) - N \cdot \ln \left(\frac{n}{\lambda} \right) + \frac{N}{2n} = 0 \end{cases} &\Rightarrow \begin{cases} \frac{n}{\lambda} = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^k t_i n_i \\ \ln \left(\prod_{i=1}^k t_i^{n_i} \right) - N \cdot \ln \left(\frac{n}{\lambda} \right) + \frac{N}{2\pi} = 0 \end{cases} \Rightarrow \\ \Rightarrow \ln \left(\prod_{i=1}^k t_i^{n_i} \right) - N \cdot \ln \left(\frac{1}{N} \sum_{i=1}^k t_i n_i \right) + \frac{N}{2\pi} = 0 &\Rightarrow \frac{1}{2\pi} = \left(\frac{1}{N} \right) \ln \left(\prod_{i=1}^k t_i^{n_i} \right) - \ln \left(\frac{1}{N} \sum_{i=1}^k t_i n_i \right). \end{aligned}$$

Окончательно искомые параметры n и λ могут быть определены по формулам

$$n = 0,5 / \ln \left[\frac{\frac{1}{N} \sum_{i=1}^k t_i n_i}{\left(\prod_{i=1}^k t_i^{n_i} \right)^{\frac{1}{N}}} \right], \quad \frac{n}{\lambda} = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^k t_i n_i.$$

Чтобы убедиться, что в данной точке функция максимального правдоподобия достигает максимума, следует найти вторые производные этой функции и проверить выполнение достаточного условия максимума. При этом

$$\frac{\partial^2}{\partial \lambda^2} \ln L(t_1, t_2, \dots, t_k, \lambda, n) = \frac{N \cdot n}{\lambda^2}, \quad \frac{\partial^2}{\partial \lambda \partial n} \ln L(t_1, t_2, \dots, t_k, \lambda, n) = \frac{N}{\lambda},$$

$$\begin{aligned}\frac{\partial^2}{\partial n^2} \ln L(t_1, t_2, \dots, t_k, \lambda, n) &= \frac{N}{n} - N \cdot \frac{1}{2n^2} \Rightarrow \Delta = \frac{N \cdot n}{\lambda^2} \left(-\frac{N}{n} - \frac{N}{2n^2} \right) - \left(\frac{N}{\lambda} \right)^2 = \\ &= \frac{N^2}{\lambda^2} + \frac{N^2}{2\lambda^2 n} - \frac{N^2}{\lambda^2} = \frac{N^2}{2\lambda^2 n} > 0.\end{aligned}$$

Из того, что

$$\Delta > 0, \text{ а } \frac{\partial^2}{\partial \lambda^2} \ln L(t_1, t_2, \dots, t_k, \lambda, n) = -\frac{N \cdot n}{\lambda^2} < 0,$$

следует, что при данных значениях параметров n и λ функция максимального правдоподобия достигает максимума.

Так как значение параметра n для закона Эрланга является целым числом, то оценка этого параметра, полученная на основе вышеприведенной, формулы определяется до ближайшего целого, т.е. полагают

$$n = \left\lceil 0,5 / \ln \left(\frac{\frac{1}{N} \sum_{i=1}^k t_i n_i}{\left(\prod_{i=1}^k t_i^{n_i} \right)^{\frac{1}{k}}} \right) \right\rceil.$$

Проверку гипотезы о равенстве полученных параметров можно осуществлять по методу Пирсона и (или) Романовского.

По критерию Пирсона необходимо найти эмпирические частоты n'_i , используя результаты эксплуатационных испытаний на надежность агрегатов и узлов машин, и затем вычислить χ^2 статистику по известной формуле

$$\chi^2_{\text{набл.}} = \sum_{i=1}^k \frac{(n'_i - n_i)^2}{n'_i}.$$

Для определения эмпирических частот удобней найти эмпирические вероятности по значениям n и λ через функцию распределения закона Эрланга

$$p(t_i) = F(t_i, \lambda, n) - F(t_{i-1}, \lambda, n), \quad i = 1, \dots, k.$$

При этом

$$F(t_0, \lambda, n) = 0 \quad \text{и} \quad F(t_i, \lambda, n) = 1 - e^{-\lambda t} \cdot \sum_{k=1}^n \left(\frac{(\lambda t)^{k-1}}{(k-1)!} \right) \quad \text{при } i \geq 1.$$

Тогда значения эмпирических частот будут равны

$$n'_i = N \cdot p(t_i).$$

Далее, при заданном уровне значимости α и степеней свободы $r = k - 3$ по таблице распределения χ^2 можно найти $\chi^2_{кр}$, с которым следует сравнить $\chi^2_{\text{набл.}}$.

Затем по критерию Романовского вычисляется величина

$$R = \frac{|\chi^2 - r|}{\sqrt{2r}}.$$

Если эта величина меньше 3, то расхождение теоретических и эмпирических частот случайно.

В ранее выполненных исследованиях в области теории восстановления [1-4] для вычисления функции и плотности восстановления использованы различные теоретические законы распределения случайной величины.

Применение математических методов теории восстановления для работоспособности машин открыло широкую возможность исследованиям в области надежности восстанавливаемых технических систем [5-7 и др.].

Организация испытаний машин в реальных эксплуатационных условиях и обработка информации об отказах агрегатов и узлов автобусных конструкции, дорожно-строительных машин показали, что в ряде случаев распределение наработок лучше всего согласуется с двухпараметрическим законом Эрланга [8, 9].

Список литературы

1. Кокс Д.Р. Теория восстановления / Д.Р. Кокс, В.Л. Смит. – М.: Советское радио, 1967. – 299 с.
2. Чепурин Е.В. О проверке гипотезы, что точечный поток является процессом восстановления // Вестник МГУ (матем, механика). – 1973. – № 6. – М., 1973.
3. Шейнин А.М. Методы определения и поддержания надежности автомобилей в эксплуатации. – М.: Транспорт, 1968.
4. Шейнин А.М. Управление надежностью машин в эксплуатации с использованием АСУ. Двойной выпуск. – М.: Знание, 1980.
5. Кульсеитов Ж.О. Прогнозирование повышения уровня надежности машин // Материалы научной сессии отделения физ.-мат. наук, посвященной проблемам развития механики и машиностроения в Казахстане. – Алматы: Институт механики и машиноведения НАН РК, 1993. – С. 164-165.
6. Кульсеитов Ж.О. Математические модели и поддержание надежности машин / Ж.О. Кульсеитов, В.П. Лисьев. – Алматы: Гылым, 1996. – 222 с.
7. Джолдасбеков У.А. Математические модели теории восстановления работоспособности машин и их применение. Препринт / У.А. Джолдасбеков, Ж.О. Кульсеитов. – Алматы: МН-АН РК, 1997. – 41 с.
8. Кульсеитов Ж.О. Методические вопросы эксплуатационных испытаний машин на надежность // Научное приложение «Поиск» к международному журналу «Вестник высшей школы Казахстана» МО РК. – 1997. – № 2. – С. 127-135.
9. Джолдасбеков У.А. Закон Эрланга в процессах восстановления работоспособности машин и механизмов / У.А. Джолдасбеков, Ж.О. Кульсеитов // Докл. МН.-АН РК. 1997. – №4. – С.3-9.

Получено 18.03.10

УДК 621.8:625.7-192

Ж.О. Кульсеитов, В.Н. Сидоренко, А.М. Жандарбекова
ВКГТУ им. Д. Серикбаева, г. Усть-Каменогорск

ЗАКОН ЭРЛАНГА В ПРОЦЕССАХ ВОССТАНОВЛЕНИЯ РАБОТОСПОСОБНОСТИ МАШИН

Рассмотрим простой, общий, общий нестационарный процессы восстановления работоспособности механических систем.

Пусть интервалы времени безотказной работы каждого элемента технической системы распределены по закону Эрланга некоторого порядка n .

$$f(t) = \frac{\lambda(\lambda t)^{n-1}}{(n-1)!} e^{-\lambda t}, \quad t \geq 0, \quad \lambda > 0.$$

Случай простого и общего процессов восстановления рассмотрены в работах [1-3].
В случае простого процесса плотность восстановления $h(t)$ имеет вид

$$h(t) = \lambda \sum_{k=1}^{\infty} \varphi_{kn-1}(t, \lambda),$$

а функция восстановления $H(t)$

$$H(t) = \sum_{k=1}^{\infty} \left[1 - \sum_{i=1}^{kn-1} \varphi_i(t, \lambda) \right].$$

Эти формулы не могут быть записаны в более компактной форме, явно характеризующей все свойства функции $h(t)$ и $H(t)$.

Теперь рассмотрим нестационарный случай

$$f^{(1)}(t) = \frac{\lambda(\lambda t)^{n_1-1}}{(n_1-1)!} e^{-\lambda t}, \quad f^{(2)}(t) = \frac{\lambda(\lambda t)^{n_2-1}}{(n_2-1)!} e^{-\lambda t},$$

$$f^{(k)}(t) = \frac{\lambda(\lambda t)^{n_k-1}}{(n_k-1)!} e^{-\lambda t}, \quad k \geq 3, \quad t \geq 0, \quad \lambda > 0.$$

Тогда

$$f_1(t) = f^{(1)}(t) = \frac{\lambda(\lambda t)^{n_1-1}}{(n_1-1)!} e^{-\lambda t},$$

$$f_2(t) = \int_0^t f^{(2)}(x) \cdot f_1(t-x) dx = \frac{\lambda(\lambda t)^{n_1+n_2-1}}{(n_1+n_2-1)!} e^{-\lambda t},$$

$$f_3(t) = \int_0^t f^{(3)}(x) \cdot f_2(t-x) dx = \frac{\lambda(\lambda t)^{n_1+n_2+n_3-1}}{(n_1+n_2+n_3-1)!} e^{-\lambda t},$$

$$f_k(t) = \int_0^t f^{(k)}(x) \cdot f_{k-1}(t-x) dx = \frac{\lambda(\lambda t)^{n_1+n_2+k(n_3-2)-1}}{(n_1+n_2+k(n_3-2)-1)!} e^{-\lambda t}, \quad k > 3.$$

По общим формулам несложно вычислить плотность восстановления $h(t)$. При этом функция восстановления вычисляется как

$$H(t) = F_1(t) + F_2(t) + \sum_{k=0}^{\infty} F_{3+k}(t),$$

где

$$F_1(t) = 1 - \sum_{k=0}^{n_1-1} \varphi_k(t, \lambda), \quad F_2(t) = 1 - \sum_{k=0}^{n_1+n_2-1} \varphi_k(t, \lambda),$$

$$F_s(t) = 1 - \sum_{k=0}^{n_1+n_2+3(s-2)-1} \varphi_k(t, \lambda), \quad s \geq 3.$$

Обработка информации об отказах деталей и узлов дорожно-строительных машин показала, что экспериментальные данные хорошо согласуются с теоретическими законами Эрланга. При этом выявлено, что показатель n имеет тенденцию уменьшения по мере старения агрегата (узла машины) [4, 5]. Применительно к механическим системам (ре-

дукторы, коробки перемены передач) чаще всего имели место такие данные: $n_1 = 6$, $n_2 = 4$, а $n_3 = 3$.

Для современных дорожных и строительных машин вполне достаточно рассмотрение показателей надежности их агрегатов и узлов до первого, второго, третьего и четвертого отказов. Эксплуатация машин в течение двадцати-тридцати лет, как это было раньше при социалистической системе хозяйствования, сейчас в условиях рынка абсолютно невыгодна. Это наводит на мысль относительно получения формул для определения $h(t)$ и $H(t)$ в явном виде ограничиваясь тремя-четырьмя отказами.

Произведем расчет для случая $n_1 = 6$, $n_2 = 4$, а $n_3 = 3$. При этом

$$\begin{aligned} h(t) &= \frac{\lambda(\lambda t)^5}{5!} e^{-\lambda t} + \frac{\lambda(\lambda t)^9}{9!} e^{-\lambda t} + \frac{\lambda(\lambda t)^{12}}{12!} e^{-\lambda t} + \frac{\lambda(\lambda t)^{15}}{15!} e^{-\lambda t} + \dots \Rightarrow \\ \Rightarrow h(t) &= \frac{\lambda(\lambda t)^5}{5!} e^{-\lambda t} + \left[\lambda e^{-\lambda t} + \frac{\lambda(\lambda t)^3}{3!} e^{-\lambda t} + \frac{\lambda(\lambda t)^6}{6!} e^{-\lambda t} + \frac{\lambda(\lambda t)^9}{9!} e^{-\lambda t} + \dots \right] - \\ &- \left[\lambda e^{-\lambda t} + \frac{\lambda(\lambda t)^3}{3!} e^{-\lambda t} + \frac{(\lambda t)^6}{6!} e^{-\lambda t} \right] = \lambda e^{-\lambda t} \left[1 + \frac{(\lambda t)^3}{3!} + \frac{(\lambda t)^6}{6!} + \frac{(\lambda t)^9}{9!} + \frac{(\lambda t)^{12}}{12!} + \dots \right] - \\ &- \lambda e^{-\lambda t} \left[1 + \frac{(\lambda t)^3}{3!} + \frac{(\lambda t)^6}{6!} - \frac{(\lambda t)^5}{5!} \right] = \lambda e^{-\lambda t} \frac{1}{3} \left[e^{\lambda t} + 2e^{-\frac{\lambda t}{2}} \cos\left(\frac{\sqrt{3}}{2} \lambda t\right) \right] - \lambda e^{-\lambda t} \left[1 + \frac{(\lambda t)^3}{3!} + \frac{(\lambda t)^6}{6!} - \frac{(\lambda t)^5}{5!} \right] = \\ &= \frac{\lambda}{3} \left[1 + 2e^{-\frac{\lambda t}{2}} \cos\left(\frac{\sqrt{3}}{2} \lambda t\right) \right] - \lambda e^{-\lambda t} \left[1 + \frac{(\lambda t)^3}{3!} + \frac{(\lambda t)^6}{6!} - \frac{(\lambda t)^5}{5!} \right]. \end{aligned}$$

Для рассматриваемого случая имеем:

$$h(t) = \frac{\lambda}{3} \left[1 + 2e^{-\frac{\lambda t}{2}} \cdot \cos\left(\frac{\sqrt{3}}{2} \lambda t\right) \right] - \lambda e^{-\lambda t} \left[1 + \frac{(\lambda t)^3}{3!} + \frac{(\lambda t)^6}{6!} - \frac{(\lambda t)^5}{5!} \right].$$

Интегрирование $h(t)$ от 0 до t позволяет получить:

$$\begin{aligned} H(t) &= \frac{\lambda}{3} t + \frac{2}{3} \lambda \left[\frac{1}{2\lambda} e^{-\frac{3}{2}\lambda t} \left(\frac{1}{\sqrt{3}} \sin\left(\frac{\sqrt{3}}{2} \lambda t\right) - \cos\left(\frac{\sqrt{3}}{2} \lambda t + \frac{1}{2\lambda}\right) \right) - (1 - e^{\lambda t}) - \right. \\ &- \left. \left[1 - \left(1 + \dots + \frac{(\lambda t)^3}{3!} \right) e^{-\lambda t} + 1 - \left(1 + \dots + \frac{(\lambda t)^6}{6!} \right) e^{-\lambda t} - 1 + \left(1 + \dots + \frac{\lambda t^5}{5!} \right) e^{-\lambda t} \right] \right] = \\ &= \frac{\lambda}{3} t + \frac{1}{3} + \frac{1}{3} e^{-\frac{3}{2}\lambda t} \left(\frac{1}{\sqrt{3}} \sin\left(\frac{\sqrt{3}}{2} \lambda t\right) - \cos\left(\frac{\sqrt{3}}{2} \lambda t\right) - 2 + 2e^{-\lambda t} \left(\frac{\lambda t}{1!} + \frac{(\lambda t)^2}{2!} + \frac{(\lambda t)^3}{3!} + \frac{(\lambda t)^6}{6!} \right) e^{-\lambda t} \right). \end{aligned}$$

Для рассматриваемого случая имеем:

$$H(t) = \frac{\lambda}{3} t - \frac{5}{3} + \frac{1}{3} e^{-\frac{3}{2}\lambda t} \left[\frac{1}{\sqrt{3}} \sin\left(\frac{\sqrt{3}}{2} \lambda t\right) - \cos\left(\frac{\sqrt{3}}{2} \lambda t\right) \right] + \left[2 + \lambda t + \frac{(\lambda t)^2}{2!} + \frac{(\lambda t)^3}{3!} + \frac{(\lambda t)^6}{6!} \right] e^{-\lambda t}.$$

Список литературы

1. Кокс Д.Р. Теория восстановления / Д.Р. Кокс, В.Л. Смит. - М.: Советское радио, 1967. - 299 с.
2. Чепурин Е.В. О статистических выводах для процессов восстановления // Статистические методы в теории надежности и контроля качества. - М.: Издательство МГУ, 1973. - Вып. 43.

3. Чепурин Е.В. О проверке гипотезы, что точечный поток является процессом восстановления // Вестник МГУ (математика, механика). – 1973. – № 6. – М., 1973.
4. Кульсеитов Ж.О. Математические модели и поддержание надежности машин / Ж.О. Кульсеитов, В.П. Лисьев. – Алматы: Гылым, 1996. – 222 с.
5. Веригин Ю.А. Организация эксплуатационных испытаний на надежность дорожно-строительных машин / Ю.А. Веригин, Ж.О. Кульсеитов, А.М. Жандарбекова // Вестник ТОГУ. – 2008. – №1 (8). – Хабаровск: Тихоокеанский государственный университет, 2008. – С.45-52.

Получено 10.03.10

УДК 621.92

Т.Б. Курмангалиев

ВКГТУ им. Серикбаева, г. Усть-Каменогорск

АНАЛИЗ МАШИН ДЛЯ ОТДЕЛОЧНО-ЗАЧИСТНОЙ ОБРАБОТКИ ДЕТАЛЕЙ И ИХ ПРИВодОВ

Современный уровень развития машиностроения предъявляет высокие требования к оборудованию и оснастке для изготовления деталей машин, к их качеству и внешнему виду, которые в значительной мере определяются отделочными операциями. На предприятиях машиностроительной и приборостроительной промышленности трудоемкость этих операций составляет 10...25 % от общей трудоемкости изготовления детали [1].

Для выполнения отделочно-зачистных операций на предприятиях используются два основных типа машин. Первый тип - стационарные машины для одновременной объемной обработки большого количества деталей небольших размеров, и второй тип - ручной механизированный инструмент с вращательным движением для обработки поверхностей крупногабаритных деталей. Недостатком первого типа машин является невозможность выполнять размерную обработку деталей, а недостатком второго - интенсивное загрязнение окружающей среды пылевидными отходами обработки. Наибольшее распространение получили машины с электрическим приводом, применение которого во взрывопожароопасных производствах не рекомендуется. Не имеющий такого недостатка пневматический привод используется редко. Указанные ранее ограничения в использовании этих машин для выполнения отделочно-зачистных операций определены Международным стандартом OHSAS 18001:1999 «Системы менеджмента здоровья и безопасности на производстве».

Перспективным способом отделочно-зачистной обработки деталей машин является виброабразивная обработка. Интерес к ней объясняется ее широкими технологическими возможностями, простотой конструкции машин и высокой производительностью процесса. Причинами, которые сдерживают внедрение таких машин в производство являются ограниченность сведений о простых, надежных и безопасных вибрационных приводах, отсутствие сведений о возможности выполнения размерной обработки деталей и риск загрязнения окружающей среды пылевидными отходами обработки.

Вибрационные машины применяют для обработки широкой номенклатуры деталей в условиях массового и серийного производства [1].

По принципу действия (рис. 1) машины можно разделить на машины периодического

и непрерывного действия. Первые предназначены для обработки деталей партиями, вторые - для обработки непрерывно движущегося потока деталей. По степени универсальности машины можно разделить на универсальные, специализированные и специальные.

Первые предназначены для обработки деталей разнообразной номенклатуры, вторые - для обработки деталей, сходных по конфигурации и размерам, третьи специально предназначены для обработки деталей одного типоразмера. По конструкторскому исполнению все средства подразделяются на машины и ручной инструмент, последний позволяет вести обработку крупногабаритных деталей при малой мощности привода. По типу привода машины классифицируются на инерционные дебалансные и электромагнитные вибрационные [2]. Первые, в свою очередь, делятся на машины с приводом дебаланса в движение при помощи электродвигателя и средств гидравлики и пневматики.

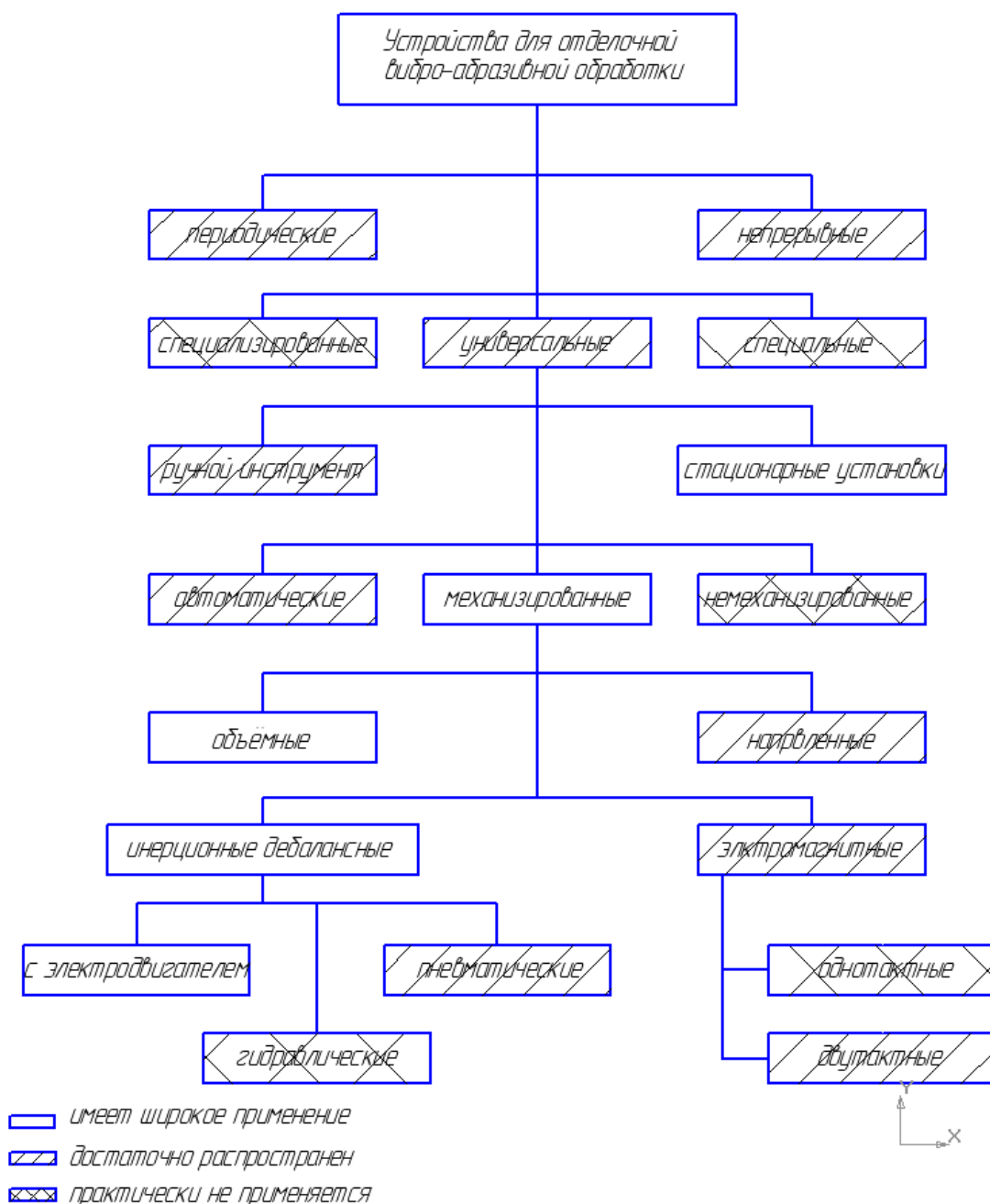


Рисунок 1 – Классификация машин для виброабразивной обработки деталей

Для получения направленной возмущающей силы обычно ее составляющие, действующие в нежелательном направлении, уравнивают равными по величине, но противоположно направленными силами.

Направленное действие возмущающей силы обеспечивается виброприводом типа самобаланс, представляющим собой два спаренных дебалансных вибропривода, синхронно

вращающихся с одинаковой угловой скоростью в противоположных направлениях. Если вращение дебаланса достигается без механической связи между виброприводами, то их называют самосинхронизирующимися. Вид возмущающей силы зависит не только от типа вибропривода, но и от его расположения относительно центра масс колебательной системы. Если ось дебалансного вибропривода не совпадает с центром масс колебательной системы, то последний, наряду с возмущающей силой, будет создавать момент.

При всем многообразии машин движение деталей в рабочей камере подразделяют на движение в плоскости и движение в пространстве (соответственно объемная и направленная обработки).

По степени автоматизации вибрационные машины делятся на немеханизированные, механизированные и автоматические [3]. Первые предназначены для обработки деталей без применения средств механизации на вспомогательных операциях (загрузка и выгрузка). Для обработки непрерывно движущегося потока деталей наиболее приемлемыми являются автоматические станки непрерывного действия.

Это в основном вся классификация средств виброабразивной обработки. Другие различия имеют незначительное влияние на суть процесса и носят в основном конструктивный характер.

Для осуществления вибрационного движения любой вибрационной машине необходим вибропривод. В технологии применяются как однокомпонентные, так и многокомпонентные, гармонические и полигармонические виброприводы. По принципу возбуждения применяемые виброприводы подразделяются на механические, электрические, пневматические и гидравлические. «Оптимальный» вибропривод для технологических целей должен обладать следующими общими свойствами [4]:

- мощностью, достаточной для выполнения данной технологической операции;
- наименьшими габаритами, т. е. высокой удельной мощностью;
- легко регулироваться по частоте и амплитуде в диапазоне, определяемом технологическими требованиями;
- достаточной долговечностью, в том числе и в неблагоприятных условиях (повышенная влажность, запыленность атмосферы и т. д.);
- стабильностью частотных характеристик в пределах установленного допуска (желательно обеспечить независимость характеристик от массы и силы нагрузки);
- плавностью, безударностью, бесшумностью работы;
- простотой конструкции и дешевизной в изготовлении;
- быстро выходить на заданный режим работы;
- легко компоноваться с рабочим органом, питаться от стандартного источника мощности, иметь легкий доступ для контроля потребляемой мощности и развиваемого усилия для предотвращения от возможных перегрузок.

Естественно, что не все виброприводы обладают перечисленными свойствами.

Так, электромеханические виброприводы, выпускаемые, как правило, со встроенными электродвигателями, у которых на консольных концах вала закреплены дебалансы [5, 6], легко регулируются по амплитуде (например, с помощью двойных эксцентриков), просты в изготовлении, дешевы, питаются током промышленной частоты. При этом они недолговечны, склонны к поломкам, так как все динамические силы в данных виброприводах воспринимаются и передаются к вибрирующему органу через подшипники, которые быстро выходят из строя (по данным строительной промышленности средний срок службы до первого ремонта инерционных механических виброприводов составляет 48-50

часов, а механических эксцентриковых – 200 часов). Эти виброприводы обладают малой удельной мощностью по сравнению с виброприводами других типов [7]. Регулировка частоты колебаний у данного типа виброприводов достаточно сложна, как правило, ступенчатая либо совсем отсутствует.

В основе электродинамических виброприводов лежит образование переменной электродинамической силы при взаимодействии постоянного магнитного поля с проводником, по которому протекает переменный электрический ток. К достоинствам данного типа виброприводов следует отнести легкость и плавность регулирования амплитуды и частоты создаваемых вибраций в диапазоне 5 - 3000 Гц. У данного типа виброприводов нет трущихся частей, поэтому долговечность их достаточно высока, она определяется лишь долговечностью подвесок катушки управления. Эти виброприводы не содержат узлов, издающих вредные шумы. Но данный тип виброприводов имеет обычно падающую амплитудно-частотную характеристику, где допускаемые амплитуды колебаний обычно невелики ввиду наличия противоэлектродвижущей силы, демпфирующей колебания. Данные виброприводы обладают малой удельной мощностью и сложной дорогостоящей конструкцией. Увеличение амплитуды у них связано с резким возрастанием подводимой мощности, что увеличивает габариты и требует принудительного охлаждения вибропривода [2].

Электромагнитные виброприводы появились на заре истории развития электрических машин. Колебания в них создаются в результате действия переменного во времени магнитного поля на ферромагнитные тела. Основными достоинствами электромагнитных вибровозбудителей являются: простота регулирования амплитуды вибрации (током в катушке управления) и возможность ее регулирования при работе устройства; они надежны и долговечны, что обуславливается отсутствием в виброприводах пар трения. Основным недостаток этих виброприводов – малая удельная мощность и малый КПД. При увеличении массы подвижных частей необходимо увеличивать жесткость пружин, вследствие чего значительная часть подводимой мощности расходуется на упругую деформацию пружин вибратора. При увеличении мощности увеличиваются потери в железе сердечника. Работа виброприводов обычно сопровождается большим шумом [8]. Регулирование частоты колебаний, как правило, отсутствует, для плавной регулировки частоты колебаний требуются специальные сложные системы питания виброприводов [9]. На изготовление данных виброприводов идет большое количество электротехнических материалов, что в итоге сказывается на их себестоимости. Амплитуда вибраций, создаваемых электромагнитными виброприводами, невелика и ограничена допустимым воздушным зазором между якорем и сердечником электромагнита. В настоящее время разработаны электромагнитные вибраторы большого хода, в которых сила взаимодействия якоря и сердечника направлена поперек магнитного поля, образованного в воздушном зазоре между полюсами, но они еще более сложны и дороги в изготовлении.

Пьезоэлектрические и магнитострикционные виброприводы в своей основе имеют эффекты возникновения деформации в некоторых типах материалов под действием электрического или магнитного поля, соответственно. Работают эти виброприводы на высоких частотах, дороги в изготовлении, в том числе из-за использования дорогостоящих материалов, таких, как: поляризованные монокристаллы кварца, турмалина, титаната бария, вибратит (никельцинковый феррит), пермендюр (сплав кобальта с железом), пермаллой (сплав никеля с железом).

Гидравлические и электрогидравлические виброприводы сообщают колебания рабо-

чему органу либо вследствие использования пульсирующего источника рабочей жидкости, либо путем прерывания потока рабочей жидкости с помощью золотниковых устройств. Эти виброприводы достаточно долговечны, обладают высокой удельной мощностью, так как в качестве рабочего тела в них могут быть применены жидкости под высоким давлением, обладают легкостью регулирования в широком диапазоне частоты и амплитуды задаваемых вибраций, им свойственна плавная и безударная работа. Главным недостатком этих виброприводов является повышенная сложность конструкции, требующая известного производственного навыка и высокой культуры производства для изготовления гидравлических узлов вибропривода. Практически невозможно избежать утечек рабочей среды, поэтому требуются специальные, конструктивные меры для сбора и отвода утечек. Частотные характеристики гидравлических виброприводов зависят от температуры рабочей жидкости, вследствие этого необходимо стабилизировать температуру рабочей жидкости [10].

Пневматические виброприводы несут в себе основные преимущества гидравлических виброприводов, такие как: простота регулировки частоты колебаний [6]; достаточно высокая удельная мощность; более дешевы и просты в изготовлении; могут работать в сложных климатических условиях; имеют больший срок службы и более надежны [11]; абсолютно взрыво- и пожаробезопасны; и как прочие пневмодвигатели не боятся перегрузок [3].

Проведенный аналитический обзор показал, что струйные пневматические виброприводы являются перспективными для использования их в качестве вибропривода машин для направленной виброабразивной обработки поверхностей деталей.

Список литературы

1. Козлов Ю.С. Очистка изделий в машиностроении / Ю.С. Козлов, О.К. Кузнецов, А.Ф. Тельнов. – М.: Машиностроение, 1982. – 264 с.
2. Повидайло В.А. Вибрационные устройства в машиностроении. – М.: Машиностроение, 1962. – 248 с.
3. Бабищев А.П. Вибрационные станки для обработки деталей / А.П. Бабищев, В.В. Трунин. – М.: Машиностроение, 1984. – 257 с.
4. Быховский И.И. Основы теории вибрационной техники. – М.: Машиностроение, 1969. – 364 с.
5. Герц Е.В. Пневматические устройства и системы в машиностроении: Справочник / Е.В. Герц, А.И. Кудрявцева и др.; Под общ. ред. Е.В. Герца. – М.: Машиностроение, 1981. – 408 с.
6. Навроцкий К.Л. Теория и проектирование гидро- и пневмоприводов: Учебник для студентов вузов. – М.: Машиностроение, 1991. – 384 с.
7. Гладков С.Н. Электромеханические вибраторы. – М.: Машиностроение, 1966. – 83 с.
8. Хвингия М.В. Динамика и прочность вибрационных машин с электромагнитным возбуждением. – М.: Машиностроение, 1980. – 144 с.
9. Хвингия М.В. Низкочастотные электровибрационные машины / М.В. Хвингия, М.М. Тедошвили, И.А. Питимашвили и др.; Под ред. К.М. Рагульскиса. – Л.: Машиностроение, 1989. – 95 с.
10. Баранов В.Н. Электрогидравлические и гидравлические вибрационные механизмы. – 2-е изд., перераб. и доп. / В.Н. Баранов, Ю.Е. Захаров. – М.: Машиностроение, 1977. – 326 с.
11. Прудников С.Н. Расчет управляющих устройств пневматических систем. – М.: Машиностроение, 1987. – 152 с.

Получены 22.12.09

УДК 656.13.05

М.Р. Лукпанов, А.А. Макенов

ВКГТУ им. Д. Серикбаева, г. Усть-Каменогорск

**ЭКСПЕРТНАЯ ОЦЕНКА ВЕСОМОСТИ ЭЛЕМЕНТОВ СИСТЕМЫ
«ВОДИТЕЛЬ – АВТОМОБИЛЬ – ДОРОГА – СРЕДА»**

Аварийность на автомобильных дорогах зависит от множества параметров и факторов, которые могут быть управляемыми и неуправляемыми, качественными и количественными, детерминированными и недетерминированными [1]. Процесс дорожного движения следует рассматривать с позиции системного подхода как сверхсложный недетерминированный процесс, который может быть структурно представлен в виде системы «водитель - автомобиль - дорога - среда». Каждая структурная составляющая системы (подсистемы) сама по себе крайне важна. В настоящее время существует достаточно много расчетных методик, в которых дифференцированно оцениваются, проектируются и нормируются параметры указанных подсистем. Однако основное свойство системы «водитель - автомобиль - дорога - среда» проявляется в совокупном влиянии на параметры безаварийного движения транспортных средств. Нами предлагается рассматривать принцип безаварийности с позиции системной динамики с учетом «веса» K_i каждой подсистемы. Тогда результирующая оценка всей системы будет являться интегрированным показателем качества (ИПК) системы «водитель - автомобиль - дорога - среда» по результатам статистических исследований ДТП с учетом неопределенности всех системных составляющих, включая нормативы. В процессе измерения и обработки статистических нормируемых параметров появляются ошибки системного свойства, которые в данной работе предлагается интерпретировать как системные риски. К параметрам внутренней среды в данной работе предлагается отнести качество дороги, качество вождения и состояние транспортного средства.

Для количественной оценки указанных рисков в автоматизированной системе управления безопасностью дорожного движения, в ее подсистеме учета и анализа ДТП, необходимо разработать математическую или имитационную модель и соответствующие программные средства. Вес процессов в рамках подсистемы ИПК и вес подсистем находится с помощью метода экспертных оценок. При этом в качестве процедуры экспертных измерений выбрана непосредственная оценка. Процедура заключается в присвоении объектам числовых значений в шкале интервалов. Эксперту необходимо поставить в соответствие каждому объекту точку на определённом отрезке числовой оси. При этом необходимо, чтобы эквивалентным объектам приписывались одинаковые числа [4].

Измерения по шкале интервалов могут быть достаточно точными при полной информированности экспертов о свойствах объектов. Эти условия на практике встречаются довольно редко, поэтому для измерения применяют балльную оценку. При этом вместо непрерывного отрезка числовой оси рассматривают участки, которым приписываются баллы [2-3]. Эксперт, приписывая объекту балл, тем самым измеряет его с точностью до определённого отрезка числовой оси. При определении весомости процессов будем исполь-

зовать 10-балльную шкалу. Для реализации процедуры экспертного оценивания необходимо сформировать группу экспертов. Эффективность решения проблемы определяется характеристиками достоверности экспертизы и затрат на неё. Достоверность группового экспертного оценивания зависит от общего числа экспертов в группе, долевого состава различных специалистов в группе, от характеристик экспертов.

Для описания экспертов с точки зрения оценки качества решения проблемы вводятся следующие характеристики: компетентность; креативность; отношение к экспертизе; конформизм; аналитичность и широта мышления; умение работать в коллективе; самокритичность.

В практике экспертного оценивания получила распространение оценка компетентности с помощью самооценки эксперта и оценки другими экспертами. Обоснованность подобного подхода обусловлена тем, что измерение столь сложного показателя, как компетентность, может быть реально оценено только субъективно. Существует методика оценки компетентности экспертов при помощи коэффициента компетентности k , который вычисляется на основе суждения эксперта о степени своей информированности по решаемой проблеме и указания типовых источников аргументации своих мнений. Коэффициент вычисляется по следующей формуле

$$k=1/2(k_u + k_a),$$

где k_u – коэффициент информированности по проблеме, получаемый на основе самооценки эксперта по десятибалльной шкале и умножения этой оценки на 0,1; k_a – коэффициент аргументации, получаемый в результате суммирования баллов по эталонной таблице (табл. 1).

Таблица 1

Эталонная таблица для вычисления коэффициента аргументации мнения эксперта [4]

Источники аргументации	Степень влияния источника на Ваше мнение		
	Высокая (В)	Средняя (С)	Низкая (Н)
Проведённый теоретический анализ проблемы			
Ваш производственный опыт	0,3	0,2	0,1
Литература по исследуемой проблеме	0,5	0,4	0,2
Образование в данной области	0,05	0,05	0,05
Личный опыт в данной области	0,6	0,5	0,4

Эксперту даётся эта таблица без цифр. Эксперт отмечает, какой источник он оценивает по градациям *В*, *С*, *Н*. После наложения таблицы эксперта на эталонную таблицу подсчитывается количество баллов по всем источникам аргументации. При этом, если $k_a=1,0$, то степень влияния всех источников высокая, если $k_a = 0,8$ – то средняя, если $k_a = 0,5$, то учитывается низкая степень источников аргументации. Коэффициент компетентности $0 \leq k \leq 1$.

Существует также эффективная методика оценки компетентности экспертов, основанная на вычислении относительных коэффициентов компетентности по результатам высказываний специалистов о составе экспертной группы.

Однако их анализ является очень трудоемким, поэтому необходимо сформулировать обобщённую характеристику эксперта, учитывающую его важнейшие качества, с одной стороны, и допускающую непосредственное измерение – с другой. В качестве такой характеристики можно принять достоверность суждений эксперта, которая определяет эксперта

как «измерительный прибор». Однако применение такой обобщённой характеристики требует информации о прошлом опыте участия эксперта в решении проблем [3].

Количественно достоверность эксперта оценивают по формуле

$$D_i = N_i / N, i=1,2,3,\dots,m,$$

где N_i – число случаев, когда i -й эксперт дал решение, приемлемость которого подтвердилась практикой, N – общее число случаев участия i -го эксперта в решении проблемы.

Можно также учесть вклад каждого эксперта в достоверность всей группы. Эта относительная достоверность определяется по формуле

$$D_i^{om} = \frac{D_i}{\frac{1}{m} \cdot \sum_{i=1}^m D_i}, i=1,2,3,\dots, m,$$

где m – число экспертов в группе.

В знаменателе стоит средняя достоверность группы экспертов (рис. 1).

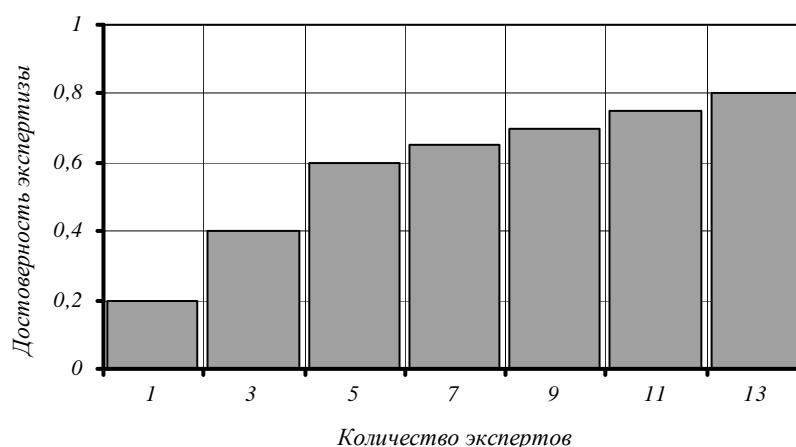


Рисунок 1 - Зависимость достоверности экспертизы от количества экспертов [3]

Метод экспертного опроса выбирается исходя из таких характеристик, как объем и достоверность получаемой информации, время и стоимость, количество экспертов и их характеристика.

Для определения весомости оцениваемых вариантов ИПК авторами выбран метод анкетирования. Полученные от экспертов оценки весомости q_{ij} каждого j -го процесса в баллах для получения коэффициента весомости q_{jn} осредняются с учетом компетентности экспертов и нормируются по следующим формулам:

$$q_j = \frac{\sum_{i=1}^m q_{ij} \cdot k_{\varepsilon i}}{\sum_{i=1}^m k_{\varepsilon i}}, \quad q_{jn} = \frac{q_j}{\sum_{j=1}^n q_j},$$

где n – число вариантов в совокупности; m – число экспертов.

При оценке объектов эксперты обычно расходятся во мнениях по решаемой проблеме, в связи с этим возникает необходимость оценки степени согласованности мнений экспертов. Для количественной оценки степени согласованности мнений экспертов существуют два

метода. Один из методов предусматривает вычисление коэффициента конкордации [1-2].

$$W = \frac{12 \cdot S}{m^2 \cdot (n^3 - n)},$$

$$\text{где } S = \sum_{i=1}^n \left(\sum_{j=1}^m r_{ij} - \bar{r} \right)^2.$$

Качественная интерпретация коэффициента конкордации приведена в табл. 2. При слабой согласованности мнений экспертов проводятся дополнительные туры экспертных опросов, в которых экспертам предоставляются результаты предыдущего тура.

Таблица 2

Относительная шкала изменения коэффициента конкордации

Значение коэффициента конкордации	<0,3	0,3-0,5	0,5-0,7	0,7-0,9	>0,9
Качественная характеристика согласованности мнений экспертов	слабая	умеренная	заметная	высокая	очень высокая

Второй метод основан на выборочном коэффициенте ранговой корреляции Спирмена, значение которого находится из выражения

$$\rho = 1 - \frac{S_{\text{выб}}}{S_{\text{макс}}} = 1 - \frac{6 \sum_{j=1}^n (Z_{1j} - Z_{2j})^2}{(n^3 - n)},$$

где n – число вариантов;

$S_{\text{выб}}$ – фактическая сумма квадратов;

$S_{\text{макс}}$ – максимально-возможное значение суммы квадратов отклонений.

В данном случае сравниваются ранговые оценки вариантов у двух экспертов.

Экспертизе подвергались следующие элементы:

$B1$ – водитель;

$B2$ – дорога;

$B3$ – среда;

$B4$ – автомобиль.

В результате экспертного оценивания составляющих системы «водитель – автомобиль – дорога – среда» было установлено, что максимальный «вес» экспертами был присвоен водителю транспортного средства, второй ранг – дороге, третий – внешней среде и четвертый – транспортному средству (табл. 3).

Таблица 3

Относительные оценки значимости четырех вариантов

Номер эксперта	Вес эксперта	Элементы системы			
		$B1$	$B2$	$B3$	$B4$
1	8,5	0,36	0,25	0,21	0,14
2	6,75	0,3	0,27	0,17	0,17
3	5,75	0,26	0,29	0,23	0,23

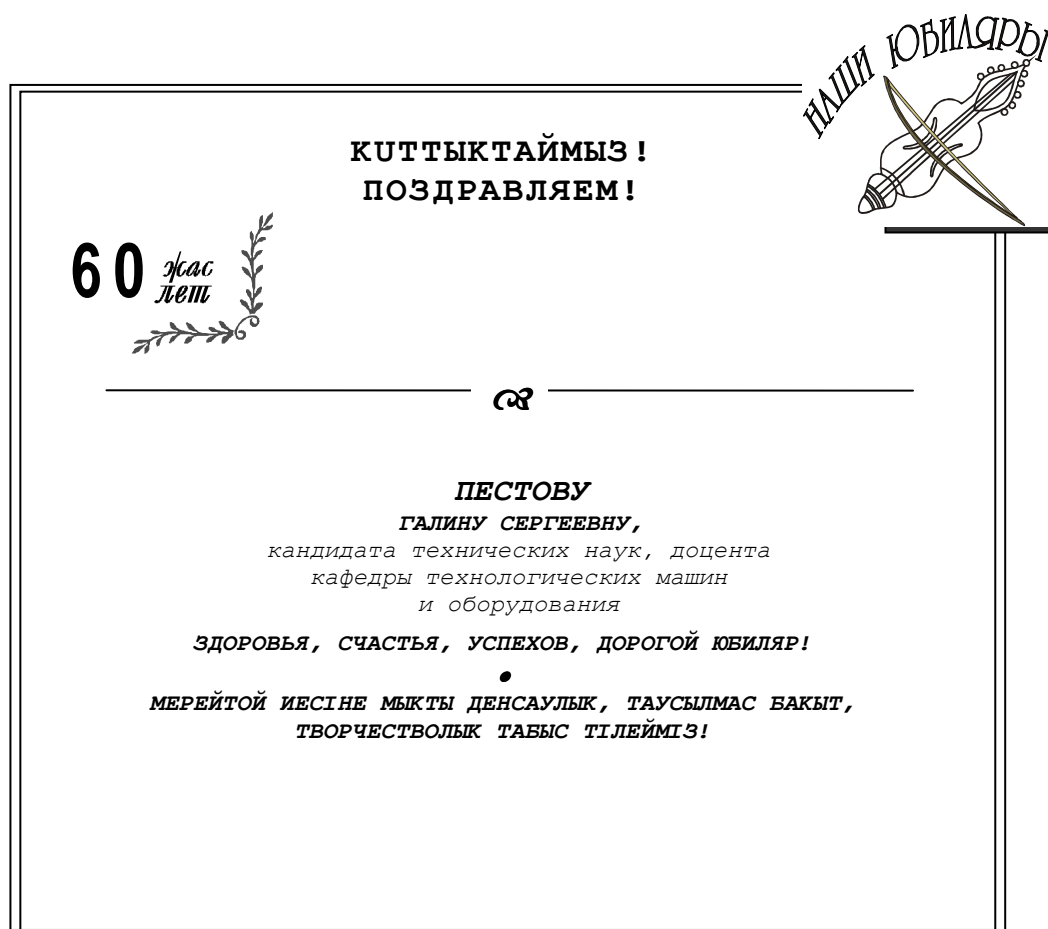
4	6,5	0,29	0,26	0,23	0,1
A_j		0,3	0,27	0,2	0,15
$A[jp]$		1	2	3	4
B_j		0,3	0,27	0,21	0,16
$B[jp]$		1	2	3	4

Для дальнейшего исследования этой системы с целью определения статистических оценок проектных решений и соответствующих этим решениям рисков необходимо под-
вергнуть систему декомпозиции в IDEF-стандарте.

Список литературы

1. Бабков В.Ф. Дорожные условия и безопасность движения: Учебник для вузов. – М.: Транс-порт, 1993. – 271 с.
2. Евланов Л.Г. Экспертные оценки в управлении / Л.Г. Евланов, В.А. Кутузов. – М.: Экономика, 1978. – 129 с.
3. Китаев Н.Н. Групповые экспертные оценки. – М.: Знание, 1975. – 58 с.
4. Потребняк С.А. Формирование показателя эффективности интегрированной системы ме-
неджмента // Качество – стратегия XXI века: Тез. докл. VI Междунар. науч.-практ.
конф., 1-2 ноября 2001 г. – Томск, 2001. – 168 с.

Получено 9.02.10





УДК 656.072.52

Е.А. Малыхина

ВКГТУ им. Д. Серикбаева, г. Усть-Каменогорск

**АКТУАЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ В ОБЛАСТИ ИССЛЕДОВАНИЙ
ВНУТРИГОРОДСКОЙ ПОДВИЖНОСТИ НАСЕЛЕНИЯ**

Оценка потенциальной подвижности населения является важной задачей как с теоретической, так и методической точки зрения для прогнозирования реализуемой подвижности при изменении условий перемещения в городах.

Очевидно, что потенциальная подвижность всегда больше реализуемой, но, вместе с тем, не является бесконечно большой. Существует некоторый предел потребности в перемещениях, обусловленный насыщением. В этой связи утверждение о невозможности расчетной оценки потенциальной подвижности населения представляется неверным. Предельные задачи в области анализа рынков известны (например [1], [2]) и достаточно просто распространяются на случай исследования потенциальной подвижности. В частности, при наличии всего двух измерений реализованной подвижности, при разных уровнях трудности сообщения в городе, может быть вычислена асимптота для процесса роста подвижности при снижении трудности сообщения. Эта асимптота и является верхним пределом для насыщения передвижений и, следовательно, потенциальной подвижностью населения. Процесс оценки потенциальной подвижности населения сходен с процессом оценки потенциальной емкости рынка по результатам пробных продаж какого-либо товара или услуги.

Например, асимптотичность роста реализованной подвижности по мере улучшения характеристик транспортной системы ведет к нелинейности связи этих параметров (подвижность растет медленнее улучшения условий перемещения), что, безусловно, должно учитываться в оценках эффективности организационно-управленческих решений. Из этого тезиса вытекает следствие – каждый дополнительный процент увеличения объема перемещений в городе требует все больших затрат в городскую пассажирскую систему. Поэтому характеристики пассажирских систем никогда не могут быть «идеальными» – каждый город может иметь только тот уровень развития коммуникаций населения, который соответствует его экономическим возможностям и является оптимальным для данных условий.

Если потенциальная подвижность представляет обобщенную потребность в перемещениях, независимо от возможного способа их осуществления, то реализованная под-

вижность всегда структурирована по способам этой реализации. Поэтому реализованная подвижность подразделяется на пешеходную и транспортную. Последняя, в свою очередь, может делиться на подвижность на пассажирском транспорте общего пользования и на индивидуальном (личном) транспорте. Поскольку транспорт (как общего пользования, так и личный) тоже может быть представлен различными видами, то различают подвижность в автобусном, трамвайном и т.д. сообщениях. Классификационных признаков реализованной подвижности может быть столько, сколько существует альтернативных вариантов осуществления внутригородских перемещений.

На рис. 1 представлена динамика подвижности населения в г. Усть-Каменогорске, а также оценка потенциальной подвижности в городе. И как видно на рисунке, реализованная подвижность населения достаточно высока по сравнению со средними значениями других городов и составляет 4,3 перемещения в день. При аппроксимации тренда получена асимптотическая зависимость следующего вида:

$$P = \frac{3649,1 \cdot t}{5,71 + t}, \quad (1)$$

и коэффициент корреляции R^2 равен 0,9917.

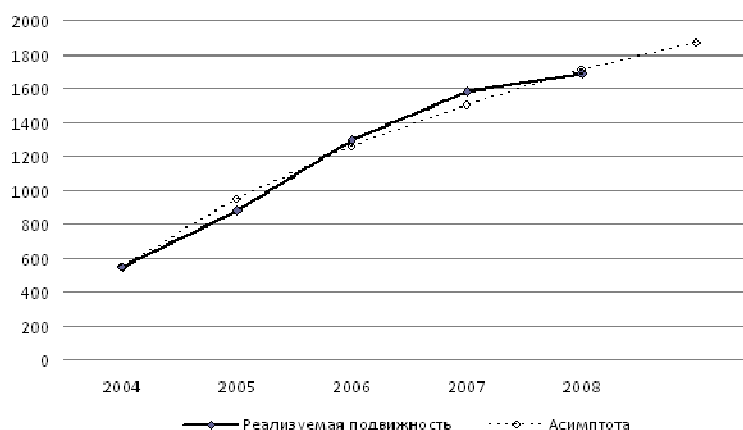


Рисунок 1 – Общая реализуемая подвижность населения в г. Усть-Каменогорске

В целом можно отметить, что рост подвижности характерен для всех городов Казахстана. Основными причинами этого явился экономический рост региона в период до 2007 – начала 2008 года, а также развитие малого бизнеса. Организация многочисленных офисов фирм и компаний малого и среднего бизнеса привела не только к росту подвижности, но и к сокращению среднего расстояния одного перемещения в городе. Однако для г. Усть-Каменогорска характерен очень высокий показатель подвижности, приходящийся на одного человека, что связано, прежде всего, с увеличением доли перемещений на личном транспорте.

Так на рис. 2 представлена динамика структуры подвижности для г. Усть-Каменогорска за последние 5 лет.

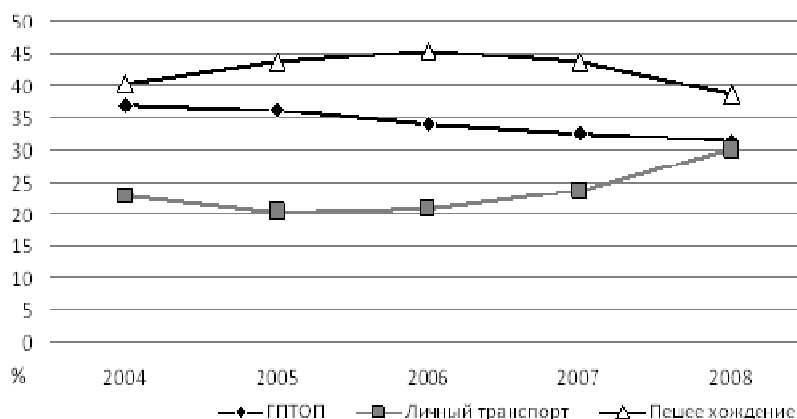


Рисунок 2 – Структура подвижности городского населения

Видно, что за последние пять лет структура подвижности претерпела значительные изменения. Так, например, доли перемещений пешком и на городском пассажирском транспорте общественного пользования (ГПТОП) сократились, а вот доля перемещений, совершаемых на личном транспорте, увеличилась. Как показали исследования подвижности, проводимые в 2000-2008 годах, изменение структуры подвижности населения происходит упорядоченно: некоторая часть населения, совершающая перемещения пешком, переходит в зону ГПТОП, а пользователи ГПТОП уходят в зону пользования личного транспорта. Основной причиной такого изменения можно назвать рост душевых доходов населения.

Последствиями такого изменения структуры подвижности явилось значительное повышение трудности сообщения на городской пассажирской сети. Здесь следует отметить также тот факт, что дороги Казахстана не были рассчитаны на такие интенсивности движения автомобилей, в том числе и потому, что проектировались они в Советский период, когда существовала политика ограничения доступа покупки личных автомобилей населением.

Тем не менее, особых действий со стороны государства по управлению или регулированию структурой подвижности за последние годы не наблюдалось. Со стороны предприятий-операторов ГПТОП, также не было никаких попыток улучшить уровень транспортного сервиса, чтобы сократить переход пользователей ГПТОП на личный транспорт. И здесь существуют объективные причины. Как видно на рис. 3 из-за роста подвижности общий объем перемещений населения на ГПТОП за последние годы вырос. Таким образом, темпы роста общей подвижности населения превышали темпы сокращения доли перемещений на ГПТОП, за счет чего объемы перевозок для предприятий-операторов ГПТОП только росли. Но как показывают исследования, в дальнейшей перспективе значения средней подвижности населения предположительно сократятся, на что повлияет экономический кризис. А вот тенденция перехода населения с ГПТОП на личный транспорт останется, хотя и будет протекать меньшими темпами, что приведет к еще большим проблемам на дорогах Казахстана.

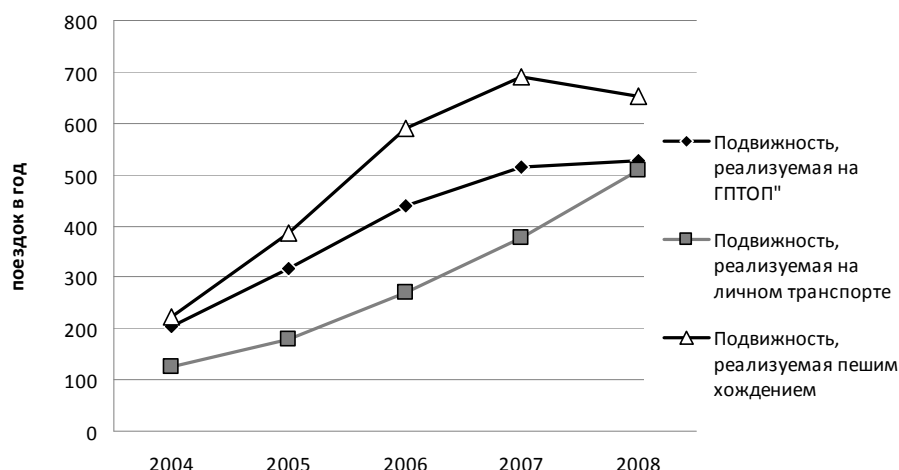


Рисунок 3 – Распределение объемов перемещений городского населения по способам их реализации

Таким образом, возникла насущная проблема управления подвижностью населения, в том числе и структурой ее распределения. Необходимо решать проблему как на уровне государства, так и на уровне предприятий-операторов ГПТОП. Это связано с тем, что увеличение транспортных потоков ведет и к ухудшению состояния дорожного покрытия, более частым его ремонтам, осложнению экологической ситуации города из-за выбросов автотранспорта и, самое главное, к росту трудности сообщения в городской пассажирской системе. А предприятия-операторы ГПТОП уже в ближайшей перспективе начнут нести потери из-за снижения объемов перевозок.

Список литературы

1. Данные обследований подвижности г. Усть-Каменогорска, проводимые при КГП «Центр управления пассажирскими перевозками».
2. Ефремов И.С. Теория городских пассажирских перевозок / И.С. Ефремов, В.М. Кобозев, В.А. Юдин. – М: Высшая школа, 1980.
3. Овечников Е.В. Городской транспорт / Е.В. Овечников, М.С. Фишельсон. – М: Высшая школа, 1976.

Получено 10.03.10

УДК 656.072:338.51

Е.А. Малыгина

ВКГТУ им. Д. Серикбаева, г. Усть-Каменогорск

СТОХАСТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ УПРАВЛЕНИЯ ПЕРЕМЕЩЕНИЯМИ НАСЕЛЕНИЯ В ГОРОДСКОЙ ПАССАЖИРСКОЙ СИСТЕМЕ

За последние 10 лет значительно изменилась структура внутригородской подвижности населения. За это время большая доля перемещений, совершаемых пешком, перешла в категорию перемещений на городском пассажирском транспорте общественного пользо-

вания (ГПТОП), и наоборот, перемещения, совершаемые на ГПТОП, перешли в категорию перемещений на личном транспорте. Таким образом, доля перемещений, совершаемых на личном транспорте, значительно увеличилась, что и привело к транспортным задержкам и скоплениям на дорогах Казахстана.

Все это послужило причиной для постановки задачи управления перемещениями населения и их структурой. В [1] был обоснован транзакционный критерий выбора населением способа перемещений, на основании которого можно построить модель управления перемещениями населения и сформулировать задачу управления.

Задача управления перемещениями населения ставится как стохастическая задача на основе транзакционного критерия выбора способа перемещения, в которой элементы матрицы A и составляющие вектора ограничений α – независимые нормально распределенные случайные величины, решение в которой определяется решающими правилами нулевого порядка и сводится к детерминированной задаче выпуклого программирования с линейной целевой функцией

$$M\{K\} = M\left\{A_1(w_1) + L \cdot A_2(w_2) + \frac{L}{D} \cdot A_3(w_3) + \frac{1}{D} \cdot A_4(w_4)\right\} \rightarrow \min \quad (1)$$

и ограничениями

$$P\{AV(w_2) \leq \mu(w_2)\} \leq \alpha_1, \quad (2)$$

$$P_k \left\{ \frac{D(A_1^i(w_1) - A_1^j(w_1)) + (A_4^i(w_4) - A_4^j(w_4))}{D(A_2^j(w_2) - A_2^i(w_2)) + (A_3^j(w_3) - A_3^i(w_3))} = L_{гр}^{i,j} \right\} \leq \alpha_{грk}. \quad (3)$$

Если $w_1, w_2, w_3, w_4 \in \Omega$

$$K = \overline{1, n},$$

где $A_1, A_2, A_3, A_4, w_1, w_2, w_3, w_4$ – независимые нормально распределенные случайные величины; D – закон распределения душевых доходов населения; L – закон распределения расстояний перемещения населения.

При детерминированной матрице $A = \|A_{i,j}\|$ и случайных величинах $v, \mu, A_1, A_2, A_3, A_4$ задача (1), решение которой определяется решающими правилами нулевого порядка, сводится к детерминированной задаче выпуклого программирования.

Доказательство:

$$\varphi_1(\mu) = \int_0^\infty v dv, \quad (4)$$

если $D < R$, то

$$\varphi_2(L_{гр1}) = \int_0^{L_{гр1}} L_{гр} dL, \quad (5)$$

$$\varphi_2(L_{гр2}) = \int_{L_{гр1}}^{L_{гр2}} L_{гр} dL;$$

если $D > R$, то

$$\varphi_3(L_{гр3}) = \int_0^{L_{гр3}} L_{гр} dL \quad (6)$$

Выразим из (9) $\tilde{\mu}$, из (10) – $\tilde{L}_{гр1}$, из (11) – $\tilde{L}_{гр2}$, из (12) – $\tilde{L}_{гр3}$. Если

$$\int_{\tilde{\mu}}^{\infty} \varphi_1(\mu) d\mu = \alpha_1 \quad (7)$$

$$\int_{\tilde{\mu}}^{\infty} \varphi_1(\mu) d\mu = \alpha_1 \quad (8)$$

$$\tilde{A}_1 + L \cdot \tilde{A}_2 + \frac{L}{D} \cdot \tilde{A}_3 + \frac{1}{D} \cdot \tilde{A}_4 \rightarrow \min \quad (9)$$

$$A\tilde{V} \leq \tilde{\mu}$$

$$\frac{D(A_1^i(w_1) - A_1^j(w_1)) + (A_4^i(w_4) - A_4^j(w_4))}{D(A_2^j(w_2) - A_2^i(w_2)) + (A_3^j(w_3) - A_3^i(w_3))} \leq \tilde{\alpha}_{\varphi}.$$

Для построенной модели произведен анализ устойчивости по функционалу, стохастическому распределению, вероятностному параметру w ; плановой устойчивости по i -му ограничению.

Идентификация модели была проведена по трем городам (г. Усть-Каменогорск, г. Алматы, г. Альбукерке (США), существенно различающимся по численности и плотности населения, уровню социально-экономического развития, характеристикам транспортной системы и т.д.

Была проведена оценка параметров генератора душевых доходов населения и оценка параметров генератора расстояний перемещения. Также определены процессы, происходящие при формировании структуры распределения пассажиропотоков. Они происходят под влиянием трех групп факторов:

- факторы среды;
- управляемые факторы системы;
- случайные возмущения.

Факторы среды не управляются непосредственно в рамках рассматриваемой системы. Однако учет влияния среды при разработке управленческих решений необходим, так как результаты воздействия на управляемые факторы будут существенно разными при разных состояниях этой среды. К средообразующим можно отнести следующие факторы:

- которые не могут быть изменены управляющими субъектами, но их значения либо известны, либо могут быть достаточно надежно предсказаны;
- которые могут изменяться внутри системы, но слишком медленно, чтобы в пределах рассматриваемого периода проявлялись их управляющие свойства;
- управляемые факторы, субъекты управления которых находятся вне рассматриваемой системы.

Таким образом, факторы среды – это значимые для работы системы параметры, воздействовать на которые нельзя, но их значения либо известны, либо могут быть достаточно надежно определены.

Из учитываемых моделью факторов к параметрам среды следует отнести свойства самого города (размер, численность и плотность населения, площадь и т.д.), интегрируемые формой и параметрами закона распределения расстояния перемещения, и свойства его населения.

Состав управляемых факторов системы зависит от того, кто принимается в качестве субъекта управления и каковы его управленческие возможности. В этой связи, система управления всегда иерархична. Кроме того, состав управляемых факторов для каждого субъекта управления зависит от экономических механизмов, действующих в управляемой системе. Например, количество единиц подвижного состава ГПТОП транспорта безусловно

является управляемым параметром. Вместе с тем, решения об его изменении могут приниматься на уровнях предприятий-операторов общественного транспорта или на уровне городского управления в зависимости от принятой схемы управления ГПТОП. Причем в последнем случае не обязательно непосредственно: возможно косвенное влияние через утверждаемые городом маршрутные схемы и расписания движения. В данной связи понятие «управляемый фактор» трактуется обобщенно, как фактор, изменяемый целевым образом внутри системы независимо от субъекта, инициирующего эти изменения.

Случайные факторы по определению не могут быть управляемыми. Они не могут быть также предсказаны, что отличает их воздействие от факторов среды. Влияние данной группы факторов заключается во внесении неопределенности в результаты управленческих воздействий по регулированию внутригородских перемещений. Если доля случайных факторов в формировании перемещений населения велика, то сама постановка задачи управления становится бессмысленной. Однако это не так. Статистические оценки моделей, используемых в управлении данной системой, показывают достаточно большой уровень детерминации происходящих процессов. Это связано с тем, что, несмотря на очень высокий уровень случайности при единичных выборах способа перемещения, в целом по совокупности этих перемещений выборы закономерны.

К случайным возмущениям следует отнести также влияние факторов, воздействие которых в принципе не является случайным, но в рамках рассматриваемых управляющих моделей не описано, то есть ни их состав, ни влияние на поведение системы не определены.

Общую схему управления подвижностью городского населения можно представить в виде, изображенном на рис. 1.

В соответствии с принятым набором критериев производится оценка состояния системы в некоторый момент времени. Этот блок представляет собой мониторинг подвижности населения и включает в себя не только измерение собственно подвижности, но и регистрацию состояния оценочных критериев системы. Частично состояние системы регистрируется расчетным образом, через известные ее характеристики (маршрутная сеть, интервалы движения, ценовые свойства ГПТОП и т.д.), а частично через натурные обследования населения и его перемещений (обследования пассажиропотоков, анкетирование населения, социологические наблюдения и т.д.). Процесс этот достаточно трудоемок, поэтому очень важен вопрос рациональной периодичности его проведения. Частые измерения ведут к большой затратности, редкие – к потере управляемости, что связано с высокими издержками при работе системы. Оптимальная периодичность зависит от скорости протекания процессов в рассматриваемой системе. Эта скорость велика в периоды реформаций. В более стабильные времена равновесие системы изменяется медленнее.

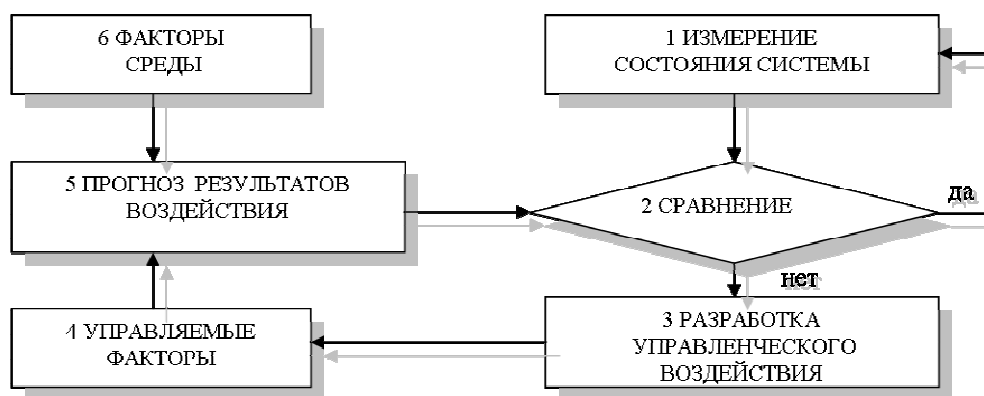


Рисунок 1 - Схема управления перемещениями населения в городской пассажирской системе

В настоящее время в Республике Казахстан пик революционных преобразований в сфере общественного транспорта пройден, поэтому контроль состояния может проводиться с периодичностью от месяца (для легко измеряемых общестатистических характеристик) до года (для трудоемких натурных обследований).

Знание состояния системы является необходимым, но недостаточным условием для управления процессом. Это состояние (блок 2) сравнивается с желательным состоянием. Желательное состояние формулируется как целевые значения оценочных критериев, которые должны быть определены в планах развития города.

Целевыми критериями управления определены следующие:

- критерий социальной эффективности осуществления внутригородских перемещений;
- критерий общественной эффективности;
- влияние структуры городских перемещений на экологию воздушного бассейна;
- влияние структуры городских перемещений на затраты по ремонту и содержанию дорожной сети города.

В целом можно сказать, что управление перемещениями населения представляет собой управление спросом населения, то есть управление его предпочтениями путем регулирования привлекательности того или иного способа перемещения, за счет качественных, временных и стоимостных его характеристик.

Таким образом, управление городским общественным транспортом и отдельными его видами должно рассматриваться в контексте общей концепции управления внутригородской подвижностью населения. Попытки управлять одним отдельно взятым видом городского транспорта часто дают неожиданные результаты, так как ведут к изменению структуры спроса на перемещения, то есть к изменению свойств самого объекта управления. При этом улучшение локальных критериев одного из способов осуществления передвижений может сопровождаться ухудшением общей ситуации по всем структурным составляющим подвижности и т.д.

Список литературы

1. Ефремов И.С. Теория городских пассажирских перевозок / И.С. Ефремов, В.М. Кобозев, В.А. Юдин. – М: Высшая школа, 1980. – 534 с.
2. Овечников Е.В. Городской транспорт / Е.В. Овечников, М.С. Фишельсон. – М: Высшая школа, 1976. – 350 с.
3. Блатнов М.Д. Управление пассажирским автомобильным транспортом. – М: Транспорт, 1970. – 32 с.

Получено 19.03.10

УДК 620.9

Е.В. Петрова

ВКГТУ им. Д. Серикбаева, г. Усть-Каменогорск

ЭЛЕКТРИЧЕСКИЙ ГЕНЕРАТОР ДЛЯ ВЕТРОЭЛЕКТРИЧЕСКОЙ УСТАНОВКИ НОВОГО ТИПА

Одной из наиболее перспективных областей возобновляемой энергетики является ветроэнергетика. При выборе наиболее рациональной схемы ветроэлектрической установки (ВЭУ) целесообразно воспользоваться функционально-структурной моделью [1], согласно которой основным критерием выбора служит расположение оси вращения ветродвигателя, причем наибольшее распространение в связи со своими преимуществами получили ВЭУ с горизонтальной осью вращения ветродвигателя [2]. В работах [3,4] для ВЭУ с горизонтальной осью вращения мы предложили инновационный способ использования энергии ветра, заключающийся в использовании двух ветровых колес, располагающихся по разные стороны от ветродвигателя и вращающихся в противоположные стороны. Способ реализуется посредством ветроэлектрической установки нового типа (ВЭУНТ). Экспериментально показано [3], что при этом существенно повышается скорость вращения ротора относительно статора.

Для экспериментального подтверждения практического использования двух ветровых колес в ВЭУНТ нами разработан и изготовлен лабораторный стенд «Ветряная миниэлектростанция», патентуемый как полезная модель, на котором были получены скоростные характеристики: частоты вращения первого и второго ветровых колес в зависимости от скорости набегающего воздушного потока при различных параметрах ветроустановки (количество лопастей у ветровых колес, углы атаки лопастей и др.). Эти данные, в частности, позволили нам остановиться на выборе ветровых колес с тремя лопастями.

На рис. 1 приведены зависимости частоты вращения каждого из ветровых колес ВЭУНТ от скорости набегающего воздушного потока, из которых следует, что первое и второе ветровые колеса вращаются с соизмеримыми скоростями, что может обеспечивать значительное увеличение коэффициента использования энергии ветра ВЭУНТ по сравнению с ВЭУ традиционных типов.

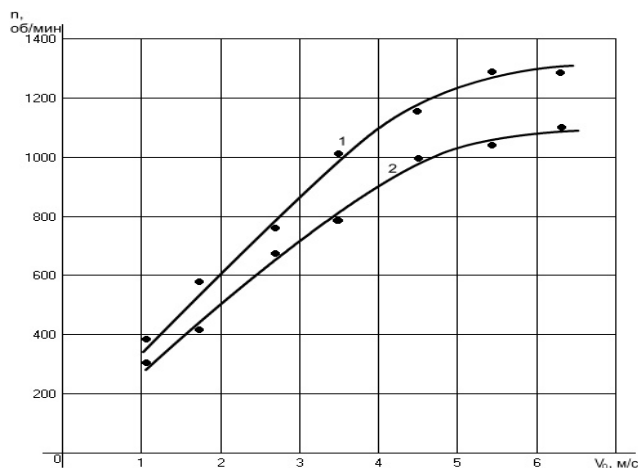


Рисунок 1 – Зависимость частоты вращения первого (кривая 1) и второго (кривая 2) ветровых колес (размер лопастей 0,32м) ВЭУНТ от скорости ветра

Описываемые ранее в литературе технические решения, предполагающие использование в ВЭУ с горизонтальной осью вращения ветродвигателя двух ветровых колес [5,6-8] не нашли практического применения по ряду причин, одной из которых являлось то, что при вращении статора электрического генератора необходимо использовать контактные щетки для снятия напряжения с его обмоток. Это существенно снижало надежность ВЭУ.

Для ВЭУНТ малой мощности, в которой использовали вращение ротора и статора, нами было разработано новое техническое решение с отсутствием щеточных контактов для снятия напряжения с обмоток вращающегося статора. Вместо них использовали подшипники качения, а для устранения искрения в месте контактов шарики подшипников и их внутреннюю поверхность имплантировали химическим элементом с низкой работой выхода электрона (иттрием). Данное техническое решение в настоящий момент находится в стадии патентования как изобретение.

В работе [8] мы упоминали о разработке нового электрического генератора для ВЭУНТ с двумя ветровыми колесами, конструкция которого также патентуется как изобретение. В новом генераторе статор находится в неподвижном состоянии, а э.д.с. в его секциях возникает за счет наличия двух роторов (генераторы аксиального, цилиндрического или аксиально-цилиндрического типов), которые вращаются вместе со своими ветровыми колесами, лопасти которых повернуты в противоположные стороны. Так как данный генератор является тихоходным, то использование постоянных магнитов позволяет соединить ветровые колеса с роторами генератора напрямую без редуктора. Кроме того, нет необходимости в скользящих электрических контактах. Генераторы с постоянными магнитами на основе сплава Fe-Nd-B в настоящий момент используются в ветроэнергетике повсеместно.

На основании вышесказанного при разработке и создании нового генератора использовали:

- вращательное движение системы магнитов каждого из роторов, соединенных с ветровыми колесами, обеспечивающее их независимое прохождение над обмотками секций неподвижного статора;

- отсутствие скользящих контактов для снятия возникающей при работе генератора переменной э.д.с.;
- систему возбуждения переменного магнитного поля постоянными магнитами на основе системы Fe-Nd-B;
- большое число катушек возбуждения (многополюсная система) для обеспечения генерации электрического тока при низких частотах вращения ветровых колес.

Конструкция нового электрического генератора цилиндрического типа представлена на рис. 2.

Генератор состоит из основания 16, на котором с помощью кронштейнов 2 крепится корпус. Корпус состоит из крышки, совмещенной со статором 1, и крышки корпуса 17, которые соединены между собой винтами крепления 18. В крышке со статором 1 по окружности статора размещены секции обмоток 8 статора, расположенные на разных диаметрах окружности для каждого из роторов (внутреннего 5 и внешнего 11). В корпусе статора 1 концы обмоток одной из секций статора, работающей с внешним ротором 11, посредством проводников 4 присоединяются к клеммам 3, с которых можно снимать переменное напряжение (э.д.с.). В верхней части крышки статора 1 также располагаются клеммы 9, к которым посредством проводников 4 присоединены концы обмоток секции, работающей с внутренним ротором 5. Вал внутреннего ротора 5 через подшипник 7 выходит за пределы крышки 1, и на его конце жестко закреплено ветровое колесо 6. Вал внешнего ротора 11 выведен через подшипник 15 в крышке 17 в противоположную сторону от ветрового колеса 6 внутреннего ротора 5, и на его конце жестко закреплено ветровое колесо 13. Лопasti ветрового колеса 6 внутреннего ротора 5 противоположно повернуты относительно лопастей ветрового колеса 13 внешнего ротора 1. За счет этого при прохождении через них потока воздуха ветровые колеса вращаются в противоположные стороны, обеспечивая такое же вращение роторов. Между внутренним ротором 5 и внешним ротором 11 имеется подшипник 14, благодаря которому они могут свободно и независимо вращаться. Каждый из роторов 5 и 11 имеет расположенные по окружности магниты. Магниты 12 внутреннего ротора 5 могут возбуждать при их вращении в соответствующих обмотках секции статора переменную э.д.с., а магниты 10 внешнего ротора 11 могут возбуждать переменную э.д.с. в обмотках другой секции статора. На рис. 2 направление движения воздушного потока показано стрелками слева направо. Для упрощения рисунка размер лопастей ветровых колес 6 и 13 показан в уменьшенном виде.

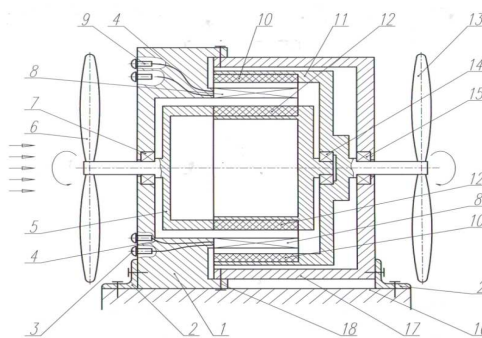


Рисунок 2 – Электрический генератор цилиндрического типа

Для изготовления нового электрического генератора цилиндрического типа были ис-

пользованы узлы электрических генераторов ГВ-05/650-30-12Г (НПО «ЭРГА», г. Калуга РФ). Количество полюсов индуктора для каждого из роторов равнялось 16, количество катушек якоря, для уменьшения эффекта «залипания» – 18. Материал ярма ротора – сталь Ст.10, сердечника статора – электротехническая сталь 2421, материал магнитов – сплав EN38H (на основе Fe-Nd-B). Расчетная номинальная мощность каждой секции возбуждения от каждого из роторов составляла 500 Вт, номинальная частота вращения каждого из роторов – 650 об/мин, количество фаз каждой якорной обмотки равнялось трем. Экспериментальная проверка момента страгивания для каждого из роторов дала значение, равное 0,3 Н·м.

Для каждой из секций обмоток статора подсчитали электрические потери в ее обмотках, изготовленных из медного провода, которые составили 5,23 Вт и потери в стали ротора, которые составили 56,6 Вт, а дополнительные потери – 10 Вт. При расчетной мощности генератора 500 Вт по каждой из секций статора к.п.д. дал значение: $\eta = 500 / (500 + 15,7 + 56,6 + 10) = 0,858$.

В каждой из секций генератора в результате вращения ротора возникает переменный трехфазный ток, частота которого связана с частотой вращения ротора. Зависимость фазного напряжения в обмотках генератора от частоты вращения ротора приведена на рис. 3.

Из-за непостоянства скорости ветра в обмотках секций генераторов возникает трехфазный переменный электрический ток с амплитудой (кривая 1 на рис. 3) и частотой (кривая 2 на рис. 3), зависящими от скорости вращения роторов. Для того чтобы получить максимальный коэффициент от преобразования ветровой энергии в электрическую, необходимо переменную э.д.с. от каждой из секций обмоток статора превратить в постоянный ток, а затем использовать для зарядки аккумулятора. Для этой цели использовали традиционную схему А.Н. Ларионова по выпрямлению трехфазного переменного тока, причем в связи с наличием двух независимых секций статора использовали два независимых выпрямителя Ларионова.

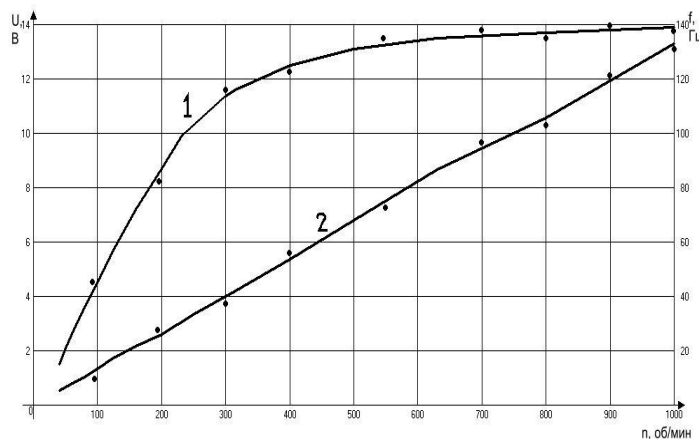


Рисунок 3 – Зависимость электрических характеристик генератора цилиндрического типа от частоты вращения ротора: 1 – фазное напряжение (U); 2 – частота трехфазного переменного тока (f)

Для управления работой ВЭУНТ при различных скоростях ветра был разработан блок автоматического управления (рис. 4).

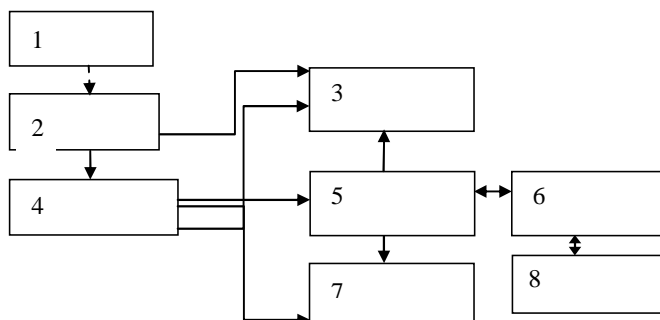


Рисунок 4 – Блок-схема автоматического управления ВЭУНТ

Новый электрический генератор цилиндрического типа 1, установленный на мачте, с помощью силового кабеля (на рис. 4 показан пунктиром) подключался к блоку автоматов 2, служащему для замыкания обмоток генератора в случае принудительного торможения при проведении монтажных работ и при сильных порывах ветра. При замыкании обмоток секций статора вращение роторов прекращается. При разомкнутых контактах блока автоматов 2 трехфазное переменное напряжение от каждой из секций статора генератора 1 поступает в блок выпрямителей 4, состоящий из двух независимых выпрямителей Ларионова, с помощью которых от каждой из секций генератора получают выпрямленное напряжение. Основным элементом блока управления является блок автоматического управления 6, связанный с пультом управления и сигнализации 8. Выпрямленное напряжение от генератора ВЭУНТ поступает на блок силовых ключей 5, которые служат для выборочного подключения блока выпрямителей 4 к блоку аккумуляторов 7 или к блоку тепловых электронагревателей (ТЭН) 3. В первом случае осуществляется зарядка аккумуляторов, а во втором – подключение к обмоткам секций генератора нагрузочных ТЭНов, которые приводят к замедлению вращения роторов генератора. В блоке ТЭНов 3 имеется реле времени с контактами, которое может дублировать контакты замыкания блока автоматов 2. В блоке автоматов 2 замыкание контактов осуществляется вручную оператором, а в блоке ТЭНов оно происходит от сигналов, поступающих от блока управления 6. Все переключения силовых электрических цепей осуществляются с помощью силовых ключей блока 5, работой которых управляет блок управления 6.

Поскольку секции каждой из обмоток статора генератора после выпрямления давали выпрямленное напряжение в пределах 24 В, то в блоке выпрямителей 4 напряжения от каждой из секций складывались параллельно. При этом амплитуда напряжения была не ниже максимального напряжения одной из секций выпрямителя, а сила тока повышалась, так как источники работали параллельно. Результирующее напряжение использовалось для зарядки аккумулятора в блоке аккумулятирования 7, составленного из двух последовательно соединенных аккумуляторов напряжением 12 В.

В блоке автоматического управления 6 задавались пределы изменения напряжения, поступающего от блока выпрямителей 4. В случае, когда это напряжение было не более 24 В, к блоку выпрямителей 4 подключались через блок силовых ключей 5 аккумуляторы блока аккумулятирования 7. Если же напряжение в блоке выпрямителей превышало 24 В, то по сигналу от блока автоматики 6 срабатывал блок силовых ключей 5, который подключал к обмоткам секций генератора ТЭНы блока 3. В этом случае вращение ветровых колес замедлялось, а это, в свою очередь, приводило к уменьшению э.д.с. генератора и

напряжения в блоке выпрямления 4.

Блок выпрямителей был выполнен на диодах Шоттки марки 60СТQ-100, а в блоке управления использовали ШИМ-контроллер. В ВЭУНТ использовали традиционную флюгерную схему ориентации установки при изменении направления ветра. Для получения переменного электрического тока промышленной частоты использовали традиционные серийно выпускаемые инверторы, преобразующие постоянное напряжение 12 В в переменное напряжение частотой 50 Гц.

Испытания действующего образца ВЭУНТ, проведённые на испытательной площадке Восточно-Казахстанского регионального НТП «Алтай», подтвердили правильность предлагаемых технических решений и предположения о том, что использование двух ветровых колёс даёт существенное увеличение коэффициента использования энергии ветра ветроприёмным устройством ВЭУНТ, о чем судили по величине напряжения на выходе ВЭУНТ. Во всех интервалах скоростей ветрового потока второе ветровое колесо давало прибавку в э.д.с. к первому не менее 50 %. Наиболее велика эта прибавка (до 90 %) была при малых скоростях ветра, что объясняется тем, что при малых скоростях ветра воздушный поток без торможения проходит через просветы между лопастями первого ветрового колеса и попадает на второе ветровое колесо. Таким образом, удалось добиться высокого к.п.д. ветроприёмного устройства при низких скоростях ветра, что делает перспективным использование ВЭУНТ в районах с низкими среднегодовыми скоростями ветра.

Реализация инновационного способа использования энергии ветра в разработанной нами ВЭУНТ посредством применения двух ветровых колёс и нового электрического генератора в совокупности с блоком автоматического управления позволила добиться более высокого к.п.д. ветроприёмного устройства и поддерживать напряжение, идущее на зарядку аккумуляторного блока, в заданных пределах, что частично компенсировало колебания генерируемой э.д.с. в обмотках статора генератора, связанные с непостоянством скорости ветрового потока.

Список литературы

1. Морозов Д.А. Функционально-структурная модель ветроэнергетических установок / Д.А. Морозов, А.Э. Пушкарев // Вестник Ижевского государственного технического университета. – 2008. – № 1(37). – Ижевск, 2008. – С. 34–38.
2. Де Рензо Д. Ветроэнергетика. – М.: Энергоатомиздат, 1982. – 271 с.
3. Петрова Е.В. Инновационный способ использования энергии ветра как основа для разработки ветроэлектрических установок нового типа / Е.В. Петрова, А.Б. Бекбаев, В.А. Петров // Вестник Алматинского института энергетики и связи. – 2009. – № 1 (4). – Алматы, 2009. – С. 48–52 с.
4. Петрова Е.В. Инновационный способ использования энергии ветра / Е.В. Петрова, А.Б. Бекбаев, В.А. Петров // Проблемы ресурсоэнергосбережения и использования альтернативных экологически чистых способов получения энергии: Материалы Каз.-Рос. науч.-практ. конф. – Усть-Каменогорск, 2008. – С. 170–173.
5. Патент 903,487 США, МПК F 03 D 1/02 /Wind Energy Conversions Device / Endel Are. – Оpubл. 15.07.80.
6. А.с. 1523711 СССР, МПК F 03 D 7/02 Ветродвижитель / Ч.К. Будревич. – Оpubл. 07.01.93.
7. А.с. 1787205 СССР, МПК F 03 D 1/00 Ветроэнергетическая установка / А.Д. Обозов, К.М. Мамыркулов, К.А. Давлетов, В.В. Кириллов. – Оpubл. 07.01.93.
8. Петрова Е.В. Инновационные решения при создании ветроэлектрической установки нового типа / Е.В. Петрова, В.А. Петров, О.Г. Калинин // Роль университетов в создании инновационной экономики: Материалы Междунар. науч.-практич. конф. – Усть-Каменогорск, 2008. – Т. II. – С. 245–249.

Получено 20.01.10

УДК 004

С.Ж. Рахметуллина

ВКГТУ, г. Усть-Каменогорск

**КОНЦЕПЦИЯ ИНФОРМАЦИОННОЙ ТЕХНОЛОГИИ МОДЕЛИРОВАНИЯ МЕЗОМЕТЕОРОЛОГИЧЕСКИХ
АТМОСФЕРНЫХ ПРОЦЕССОВ**

Антропогенные воздействия на окружающую среду приводят к глобальным нарушениям экологической системы. В связи с этим важными задачами являются исследование процесса загрязнения окружающей среды под влиянием естественных и антропогенных факторов, оценка воздействия вредных загрязнений на биологическую среду. Город Усть-Каменогорск является одним из экологически неблагоприятных городов Казахстана. Исследованию состояния атмосферного воздуха г. Усть-Каменогорска посвящены работы [1-3]. В работе [1] рассмотрена модель распространения примесей от точечных источников, учитывалась фотохимическая трансформация примесей, для расчета концентрации были использованы формулы, основанные на эмпирических данных. В работах [2-3] рассмотрены модели распространения примесей от линейных источников.

Характеристики загрязнения на данном этапе развития науки рассматриваются как метеорологические величины. В связи с этим создание системы мониторинга загрязнения воздуха и анализ полученных результатов зависит от учета условий рассеивания их в атмосфере. Резкое повышение концентрации токсичных веществ в приземно-пограничном слое атмосферы обуславливается неблагоприятными для рассеивания погодными условиями. Поэтому необходимо прогнозировать загрязнение воздуха в зависимости от метеорологических факторов.

Разработана информационная система мониторинга атмосферного загрязнения, которая предназначена для обеспечения субъектов экологического мониторинга актуальной достоверной и объективной информацией, а также для прогнозирования состояния объекта мониторинга.

Данная система позволяет получить данные о состоянии атмосферного воздуха, оценить степень загрязненности воздуха, получить прогноз загрязнения, а также визуализировать результаты с использованием современных геоинформационных технологий.

Задачи сбора экологической информации решаются на базе существующих региональных структур мониторинга.

В состав информационной системы мониторинга атмосферного загрязнения входят подсистемы:

- по организации сбора и хранения данных. Информационное описание воздушного бассейна состоит из метеорологических, географических и экологических блоков;
- оценки состояния объекта мониторинга, предназначенная для оценки концентрации загрязняющих веществ с помощью расчетных методик, утвержденных МООС РК;
- краткосрочного прогноза – основана на математическом моделировании распространения загрязнения с учетом метеорологических условий промышленного города, фотохимических трансформаций;
- генерации отчетов – служит для создания отчетов, предназначенных субъектам мониторинга для анализа и принятия решений в области охраны окружающей среды и при-

родопользования;

– визуализации данных о состоянии объекта мониторинга и результатов прогноза с использованием ГИС MapInfo.

Методология моделирования мезометеорологических атмосферных процессов. Основной математический обеспечения подсистемы краткосрочного прогноза является моделирование распространения загрязнения с учетом метеорологических условий промышленного города. Модели атмосферных процессов можно классифицировать по масштабам атмосферных процессов следующим образом [4]:

– макромасштаб (масштаб протяженности > 1000 км), при котором атмосферный поток ассоциируется с синоптическими явлениями;

– мезомасштаб ($1 \text{ км} < \text{масштаб протяженности} < 1000 \text{ км}$), при котором воздушный поток находится в зависимости от синоптических явлений, гидродинамических эффектов (например, от шероховатости подстилающей поверхности и препятствий) и неоднородностей энергетического баланса;

– микромасштаб (масштаб протяженности $< 1 \text{ км}$), при котором воздушный поток в основном зависит от характеристик поверхности.

Классификацию моделей атмосферных процессов по временному масштабу можно классифицировать следующим образом:

- локальные (при масштабе времени менее нескольких минут);
- от локальных до региональных (несколько часов);
- от региональных до континентальных (несколько дней);
- от континентальных до глобальных (недели или более).

В данной работе рассматриваются математические модели для исследования атмосферных процессов, которые условно можно отнести к процессам мезометеорологического и регионального масштабов. Такие модели нелинейны и нестационарны. Основу таких моделей для исследования атмосферных процессов составляют уравнения гидротермодинамики атмосферы, переноса и трансформации примесей, уравнения и соотношения, определяющие прямые и обратные связи в системе и режим взаимодействия воздушных масс и примесей с неоднородной поверхностью земли. Эти уравнения в дифференциальном виде представляют законы сохранения энергии массы, количества движения и субстанции, которые совместно с законами химии, термодинамики описывают процессы, протекающие в атмосфере, почве, на подстилающей поверхности.

Рассматривается модель гидротермодинамики локальных атмосферных движений в декартовой системе координат для случая, когда поверхность земли ровная. Используется левая система прямоугольных координат x, y, z (ось x ориентирована на восток, y - на север, z - вертикально вверх). Пространственная нестационарная численная модель микроклимата города, рассмотренная в работе [5], с учетом того, что в мезопроцессах горизонтальные масштабы значительно больше вертикальных [6], была преобразована. То есть, в уравнении относительно третьей компоненты вектора скорости ветра члены с ω были упрощены в силу их малости. В результате рассматривается следующая система уравнений в возмущениях:

$$\frac{\partial u'}{\partial t} + \text{div} \bar{u} u' = -\frac{\partial \pi'}{\partial x} + l v' + \frac{\partial}{\partial z} v_u \frac{\partial u'}{\partial z} + \Delta u'; \quad (1)$$

$$\frac{\partial v'}{\partial t} + \text{div} \bar{u} v' = -\frac{\partial \pi'}{\partial y} - l u' + \frac{\partial}{\partial z} v_u \frac{\partial v'}{\partial z} + \Delta v'; \quad (2)$$

$$\frac{\partial \pi'}{\partial z} + \lambda \vartheta'; \quad (3)$$

$$\frac{\partial \vartheta'}{\partial t} + \text{div} \bar{u} \vartheta' + S \omega' = -u' \Theta_x - v' \Theta_y + \frac{\partial}{\partial z} v_{\vartheta} \frac{\partial \vartheta'}{\partial z} + \Delta \vartheta' + \frac{L_{\omega}}{c_p} \Phi + Q_r; \quad (4)$$

$$\frac{\partial u'}{\partial x} + \frac{\partial v'}{\partial y} + \frac{\partial \omega'}{\partial z} = 0; \quad (5)$$

$$\frac{\partial q'}{\partial t} + \text{div} \bar{u} q' = -\frac{\partial Q}{\partial z} \omega' - u' Q_x - v' Q_y + \frac{\partial}{\partial z} v_{\vartheta} \frac{\partial q'}{\partial z} + \Delta q' - \Phi; \quad (6)$$

$$\frac{\partial c}{\partial t} + \text{div} \bar{u} c + Bc = F + \frac{\partial}{\partial z} (v_q \frac{\partial c}{\partial z}) + \Delta c; \quad (7)$$

где

$$\Delta = \frac{\partial}{\partial x} \mu_1 \frac{\partial}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial y} \mu_2 \frac{\partial}{\partial y};$$
$$\pi = \frac{c_p \Theta_0}{A} \left(\frac{p}{1000} \right)^{AR/c_p} = \frac{c_p \Theta_0}{A \theta} T;$$
$$\text{div} \bar{u} u' = u \frac{\partial u'}{\partial x} + v \frac{\partial u'}{\partial y} + \omega \frac{\partial u'}{\partial z}.$$

Входными параметрами являются: T – температура; t – время; L_{ω} – скрытая теплота конденсации; Φ – скорость образования жидкой фазы; c_p – удельная теплоемкость воздуха при постоянном давлении; Q_r – радиационная составляющая притока тепла; λ, S – параметры конвекции и стратификации; μ_1, μ_2 – горизонтальные коэффициенты турбулентности; v_u, v_v – вертикальные коэффициенты турбулентности для количества движения и тепла; Θ_x, Θ_y и Q_x, Q_y – горизонтальные градиенты фоновой потенциальной температуры и фоновой удельной влажности, Θ_0 – среднее значение потенциальной температуры, A – термический эквивалент работы.

Искомые величинами являются: u, v, ω – компоненты вектора скорости ветра в направлениях декартовых координат; ϑ' – потенциальная температура; q' – удельная влажность; π' – аналог давления; c – концентрация загрязняющего вещества; $u = U + u'$, $v = V + v'$, $\omega = W + \omega'$, $\theta = \Theta + \theta'$, $\pi = \Pi + \pi'$ – прописными буквами обозначены фоновые крупномасштабные составляющие метеорологических полей, а буквами со штрихом – отклонения.

Для описания структуры приземного слоя используется теория подобия Монина-Обухова [7] и эмпирические функции Бусинджера. При сильной неустойчивости для аппроксимации вертикальных профилей метеорологических полей в приземном слое принимается «закон - 1/3», а при сильной устойчивости – линейная зависимость.

Начальные условия при $t = 0$ задаются по данным измерений и относятся к числу входных параметров.

В качестве краевых условий по горизонтали примем:

$$\frac{\partial u'}{\partial x} = 0, \quad \frac{\partial v'}{\partial x} = 0, \quad \frac{\partial \vartheta'}{\partial x} = 0, \quad \frac{\partial q'}{\partial x} = 0 \quad \text{при } x = 0, x = X; \quad (7 \text{ а})$$

$$\frac{\partial u'}{\partial y} = 0, \frac{\partial v'}{\partial y} = 0, \frac{\partial \vartheta'}{\partial y} = 0, \frac{\partial q'}{\partial y} = 0 \text{ при } y = 0, y = Y; \quad (8)$$

$$u' = 0, v' = 0, \theta' = 0, \omega' = 0, \pi' = 0 \text{ при } z = H; \quad (9)$$

$$\omega' = 0, h \frac{\partial u}{\partial z} = a_u u, h \frac{\partial v}{\partial z} = a_v v \text{ при } z = h, \quad (10)$$

здесь $a_u = \frac{\Phi_u(\xi_h)}{f_u(\xi_h, \xi_0)}$, $a_v = \frac{\Phi_v(\xi_h)}{f_v(\xi_h, \xi_0)}$; H – условная высота пограничного слоя атмосферы; X, Y – боковые границы области.

Граничные условия требуют гладкости возмущений и выполнения уравнения неразрывности в окрестности границы интегрируемой области.

Численное решение задачи атмосферных процессов. Поскольку система дифференциальных уравнений динамики атмосферы не может быть решена аналитически, возникает необходимость численного решения. Численные модели динамики атмосферы можно разделить на три основных группы: конечно-разностные, спектральные, и модели, использующие метод конечных элементов [4]. Рассмотрим конечно-разностную модель задачи.

Схема аппроксимации модели, по времени исходя из принципов расщепления «по физическим процессам», на каждом временном шаге делится на два основных этапа [6]:

1) перенос субстанций вдоль траекторий и турбулентный обмен:

$$\frac{\partial u'}{\partial t} + \text{div} \bar{u} u' - \Delta u' - \frac{\partial}{\partial z} v_u \frac{\partial u'}{\partial z} = 0; \quad (11)$$

$$\frac{\partial v'}{\partial t} + \text{div} \bar{u} v' - \Delta v' - \frac{\partial}{\partial z} v_u \frac{\partial v'}{\partial z} = 0; \quad (12)$$

$$\frac{\partial \vartheta'}{\partial t} + \text{div} \bar{u} \vartheta' + u' \Theta_x + v' \Theta_y - \frac{\partial}{\partial z} v_\vartheta \frac{\partial \vartheta'}{\partial z} - \Delta \vartheta' = 0; \quad (13)$$

$$\frac{\partial q'}{\partial t} + \text{div} \bar{u} q' + u Q_x + v Q_y - \frac{\partial}{\partial z} v_\vartheta \frac{\partial q'}{\partial z} - \Delta q' = 0; \quad (14)$$

$$\frac{\partial c}{\partial t} + \text{div} \bar{u} c - \frac{\partial}{\partial z} (v_q \frac{\partial c}{\partial z}) - \Delta c = 0; \quad (15)$$

2) процесс согласования мезометеорологических полей

$$\frac{\partial u'}{\partial t} - l v' = - \frac{\partial \pi'}{\partial x}; \quad (16)$$

$$\frac{\partial v'}{\partial t} + l u' = - \frac{\partial \pi'}{\partial y}; \quad (17)$$

$$\frac{\partial \vartheta'}{\partial t} + S \omega' = \frac{L_\omega}{c_p} \Phi + Q_r; \quad (18)$$

$$\frac{\partial q'}{\partial t} + \frac{\partial Q}{\partial z} \omega' + \Phi = 0; \quad (19)$$

$$\frac{\partial c}{\partial t} + Bc = F; \quad (20)$$

$$\frac{\partial \pi'}{\partial z} = \lambda \vartheta'; \quad (21)$$

$$\frac{\partial u'}{\partial x} + \frac{\partial v'}{\partial y} + \frac{\partial \omega'}{\partial z} = 0. \quad (22)$$

Граничные условия для уравнений используются в дискретной форме. Решение задачи первого этапа служит начальным условием для задачи второго.

Для решения первой системы уравнений воспользуемся методом покомпонентного расщепления [6], суть которого состоит в следующем. Задача (11)-(15) записывается в виде

$$\frac{\partial \varphi}{\partial t} + (A_1 + A_2 + A_3)\varphi = f, \quad (23)$$

$$A_1\varphi = \frac{\partial u\varphi}{\partial x} - \mu \frac{\partial^2 \varphi}{\partial x^2}, \quad (24)$$

$$A_2\varphi = \frac{\partial v\varphi}{\partial y} - \mu \frac{\partial^2 \varphi}{\partial y^2}, \quad (25)$$

$$A_3\varphi = \frac{\partial w\varphi}{\partial z} - \frac{\partial}{\partial z} v \frac{\partial \varphi}{\partial z}, \quad \varphi = u, v, \vartheta, q, c. \quad (26)$$

Методами разностной аппроксимации задача (23) приводится к системе обыкновенных дифференциальных уравнений:

$$\frac{\partial \varphi}{\partial t} + (\Lambda_1 + \Lambda_2 + \Lambda_3)\varphi = f, \quad (27)$$

где $\Lambda_1, \Lambda_2, \Lambda_3$ - разностные операторы, соответственно аппроксимирующие A_1, A_2, A_3 . Эволюционная задача (24) с помощью покомпонентного расщепления сводится к последовательному решению ряда задач:

$$\frac{\varphi^{n+1/6} - \varphi^n}{\tau} + \Lambda_1 \frac{\varphi^{n+1/6} + \varphi^n}{2} = 0, \quad (28)$$

$$\frac{\varphi^{n+2/6} - \varphi^{n+1/6}}{\tau} + \Lambda_2 \frac{\varphi^{n+2/6} + \varphi^{n+1/6}}{2} = 0, \quad (29)$$

$$\frac{\varphi^{n+3/6} - \varphi^{n+2/6}}{\tau} + \Lambda_3 \frac{\varphi^{n+3/6} + \varphi^{n+2/6}}{2} = f^{n+1/2}, \quad (30)$$

$$\frac{\varphi^{n+4/6} - \varphi^{n+3/6}}{\tau} + \Lambda_3 \frac{\varphi^{n+4/6} + \varphi^{n+3/6}}{2} = f^{n+1/2}, \quad (31)$$

$$\frac{\varphi^{n+5/6} - \varphi^{n+4/6}}{\tau} + \Lambda_2 \frac{\varphi^{n+5/6} + \varphi^{n+4/6}}{2} = 0, \quad (32)$$

$$\frac{\varphi^{n+1} - \varphi^{n+5/6}}{\tau} + \Lambda_1 \frac{\varphi^{n+1} + \varphi^{n+5/6}}{2} = 0. \quad (33)$$

Система имеет второй порядок аппроксимации по τ . Далее каждое уравнение решается методом прогонки. Решение этой системы уравнений служит начальным условием для задачи согласования мезометеорологических полей.

Дискретный аналог системы (16)-(22) решается следующим образом.

Из (16), (17) получаем:

$$u_{i+1/2,j,k}^{n+1} = a \left(u_{i+1/2,j,k}^{n+1/2} + l \tau v_{i,j+1/2,k}^{m+1/2} - l \tau^2 \frac{\pi_{i,j,k}^{n+1} - \pi_{i,j-1,k}^{n+1}}{h_2} - \tau \frac{\pi_{i+1,j,k}^{n+1} - \pi_{i,j,k}^{n+1}}{h_1} \right), \quad (34)$$

$$v_{i,j+1/2,k}^{n+1} = a \left(v_{i,j+1/2,k}^{n+1/2} - l \tau u_{i+1/2,j,k}^{m+1/2} + l \tau^2 \frac{\pi_{i,j,k}^{n+1} - \pi_{i-1,j,k}^{n+1}}{h_1} - \tau \frac{\pi_{i,j+1,k}^{n+1} - \pi_{i,j,k}^{n+1}}{h_2} \right). \quad (35)$$

Из уравнения (18) получаем значение $\omega_{i,j,k+1/2}^{n+1}$, полученные показатели подставляем в уравнение неразрывности и получаем разностную схему относительно аналога давления, которое далее решается методом итерации. Далее, используя найденные значения, решаются уравнения (16)-(18).

Для определения поля концентрации уточняется оператор В, который определяется кинетикой химических реакций первого порядка [7].

Для определения поля удельной влажности учет фазовых переходов влаги реализуется на отдельном этапе расщепления, то есть сначала при согласовании полей решается задача:

$$\frac{\partial \vartheta'}{\partial t} + S \omega' = 0; \quad (36)$$

$$\frac{\partial q'}{\partial t} + \frac{\partial Q}{\partial z} \omega' = 0, \quad (37)$$

затем

$$\frac{\partial \vartheta'}{\partial t} = \frac{L_\omega}{c_p} \Phi + Q_r; \quad (38)$$

$$\frac{\partial q'}{\partial t} + \Phi = 0. \quad (39)$$

Таким образом, в данной статье рассмотрена методология моделирования мезометеорологических атмосферных процессов. Построена нестационарная модель приземного слоя, учитывающая процессы влаго- и теплопереноса, и переноса загрязняющего вещества. Определены основные этапы численной реализации модели. На рассмотренной модели построено математическое обеспечение подсистемы прогноза информационной системы мониторинга загрязнения атмосферного воздуха.

Список литературы

1. Швыряев И.А. Физико-химические превращения в атмосфере и оценка экологического риска от выбросов промышленных объектов: Автореф. дисс. ... канд. хим. наук. - М.: МГУ им. М.В. Ломоносова, 2006. - 26 с.
2. Темирбеков Н.М. Оценка загрязнения окружающей среды от автомобильного транспорта /

- Н.М. Темирбеков, Ф.Н. Абдолдина // Нефть и газ. – 2005. – № 1(25). – Алматы: Гылым, 2005. – С. 69-74.
3. Темирбеков Н.М. Компьютерная технология для оценки экологического состояния водного бассейна города, обусловленного транспортным процессом / Н.М. Темирбеков, М.Н. Мадияров, Ф.Н. Абдолдина, Е.А. Малгаждаров // Региональный вестник Востока. – 2004. – № 4(24). – Усть-Каменогорск: ВКГУ им. С. Аманжолова, 2004. – С. 3-11.
 4. Аргучинцев В.К. Моделирование мезомасштабных гидротермодинамических процессов и переноса антропогенных примесей в атмосфере и гидросфере региона озера Байкал / В.К. Аргучинцев, А.В. Аргучинцева. – Иркутск: Изд-во Иркутского гос. ун-та, 2007.
 5. Пененко В.В. Модели и методы для задач охраны окружающей среды / В.В. Пененко, А.Е. Алоян. – Наука, 1985.
 6. Марчук Г.И. Математическое моделирование в проблеме окружающей среды. – М: Наука, 1982.
 7. Монин А.С. Статистическая гидромеханика. Теория турбулентности / А.С. Монин, А.М. Яглом. – СПб: Гидрометеоиздат, 1992. – 618 с.
 8. Рахметуллина С.Ж. Численное решение задачи распространения примеси с учетом фотохимических / С.Ж. Рахметуллина, Е.М. Турганбаев, А. Куанышева // Вестник ВКГТУ. – 2009. – № 3. – Усть-Каменогорск: ВКГТУ им. Д. Серикбаева, 2009.

Получено 02.02.10

УДК 006.86

Г.А. Реутова

ВКГТУ им. Д. Серикбаева, г. Усть-Каменогорск

ИННОВАЦИОННАЯ МЕТРОЛОГИЯ В ПРИМЕНЕНИИ К КОНТРОЛЮ НЕФТЕПРОДУКТОВ В НПЦ «САТиМ» ВКГТУ им. Д. СЕРИКБАЕВА

Вступление Казахстана в мировое сообщество требует реструктуризации и гармонизации национальной системы технического регулирования с целью перехода на международную практику работ в области оценки соответствия результатов испытаний продукции нормативным показателям.

Актуальность вопросов точности и достоверности оценки свойств объектов испытаний существенно возрастает в случаях, когда испытания проводят для оценивания свойств отдельных категорий продукции, имеющей особое значение. К такой продукции, в частности, относятся нефтепродукты, используемые как эксплуатационные автомобильные материалы. Отклонение фактических значений параметров топлива и смазочных материалов от установленных норм влечет снижение эффективности работы автотранспорта, с повышением доли вредных веществ в отработавших газах. Надёжность, долговечность, экономичность автомобилей и экология окружающей среды зависят от качества нефтепродуктов при эксплуатации техники. Поэтому поступление на рынок топлива со специфическими свойствами требует систематического контроля на возможность его использования с учетом требований охраны окружающей среды.

Контроль качества топлива на соответствие требованиям нормативной документации выполняется в специализированных аккредитованных испытательных лабораториях, в частности в научно-производственном центре по сертификационным испытаниям автомобильных топлив и масел - «САТиМ» ВКГТУ им. Д. Серикбаева, возглавляемого профессором, доктором технических наук Ж.О. Кульсеитовым.

Технический прогресс в нефтеперерабатывающей промышленности позволил значительно улучшить качество бензинов, дизельных топлив. Возросло производство высокоэффективных моторных и трансмиссионных масел, пластических смазок и других нефте-

продуктов, значительно изменился ассортимент нефтепродуктов, вырабатываются новые высококачественные сорта масел для бензиновых и дизельных двигателей. Одной из важных задач химмотологии – науки об эксплуатационных свойствах, качестве и рациональном применении в технике топлива, смазочных материалов и специальных жидкостей – является создание методов квалификационной оценки нефтепродуктов и совершенствование методов их испытаний [1].

Вопрос оценивания соответствия показателей качества бензинов, дизельных топлив, масел (моторных, трансмиссионных, промышленных) установленным нормам имеет практическую значимость. Оценивание проводится применительно к бензинам, реализуемым по г. Усть-Каменогорску и Восточно-Казахстанской области в рамках природоохранных программ по заказу Государственного учреждения «Управление природных ресурсов и регулирования природопользования Восточно-Казахстанской области».

В настоящее время в связи с возрастающей ролью результатов испытаний автомобильных бензинов при оценивании соответствия их нормативным документам, проблема их метрологического обеспечения приобретает все более важное значение. Постоянно растут требования к качеству испытаний, поскольку на их основе применяются решения о запрете реализации бензинов. Это решение, как правило, влечет существенные материальные издержки и финансовые потери хозяйствующих объектов. Точность и достоверность результатов измерений в соответствии с требованиями СТ РК ИСО/МЭК 17025 количественно отражена неопределённостью результата испытаний нефтепродуктов, рассчитанную на основе концепции неопределённости, тем самым исключая погрешность как показатель отклонения результата измерения от истинного значения измеряемой величины.

В соответствии с [2] «неопределённость» является единственной признанной на международном уровне мерой доверия к результатам измерений как следствие развития теоретической инновационной метрологии.

Следует заметить, что уровень точности определяется критериями технической и экономической целесообразности. С одной стороны, увеличение точности измерения приводит к удорожанию самого измерения в несколько раз, с другой – снижение точности измерения в производстве ниже определенной нормы приводит к браку продукции или услуги. При назначении точности измерений важно также учитывать их значимость. В одних случаях недостаточная точность получаемой измерительной информации имеет небольшое или локальное значение, в других – играет исключительно важную роль: от точности измерений может зависеть научное открытие или жизнь и здоровье людей.

В связи с отсутствием в странах ВТО единого метода для оценивания точности измерений, возник технический барьер, связанный с противоречиями, обусловленными используемым в настоящее время методом оценивания точности на основе теории погрешности.

Актуальность выполненной работы заключается в устранении указанного технического барьера в Республике Казахстан путем внедрения единого метода для оценивания точности измерений на основе концепции неопределённости. Это способствует признанию результатов измерений на международном уровне. Для нефтепродуктов, подвергающихся контролю, выделены показатели, которые наиболее полно характеризуют его качество при периодическом контроле и поддержании на уровне в соответствии с требованиями нормативной документации. Итогом процесса испытаний является результат, который выражен в количественном или качественном виде с представлением в итоге оценки достоверности результата в виде стандартной суммарной и расширенной неопределённо-

сти с соответствующим уровнем доверия.

Научно-производственный центр «САТиМ» выполняет комплекс сертификационных испытаний: для бензинов – по 12 показателям, для дизельных топлив – по 16 показателям, для масел (моторных, трансмиссионных, турбинных, промышленных, компрессорных, для холодильных машин) – по 14 показателям.

В соответствии с требованиями СТ РК ИСО/МЭК 17025 в НПЦ «САТиМ» разработан и внедряется метод расчета неопределенности применительно к оцениванию точности результатов измерений основных нормативных показателей.

В действующих стандартах Республики Казахстан предложены методы испытаний нефтепродуктов по основным нормативным показателям, в которых обработка результатов измерений выполнена с использованием аппарата теории вероятностей, разработанной Фишером. До настоящего времени при оценивании точности измерений используется погрешность в виде сходимости и воспроизводимости [3]. Однако модели погрешности, значения доверительных вероятностей и формирование доверительных интервалов в разных странах отличаются друг от друга. Это приводит к определенным трудностям при сличении результатов измерений, полученных в лабораториях разных стран. Поэтому для устранения этой проблемы ведущие международные метрологические организации, к которым присоединилась Республика Казахстан, предложили новую концепцию представления результатов измерений, содержащую правила для стандартизации, калибровки, аккредитации испытательных лабораторий метрологических служб с их описанием в документе «Руководство для выражения неопределенности измерений» [4].

Концепция неопределенности является результатом развития инновационной теоретической метрологии на основе математического аппарата теории Байеса и в настоящий момент наиболее полно отвечает современным требованиям технического прогресса. Широкое внедрение концепции неопределенности в различные области человеческой деятельности, такие, как медицина, аналитическая химия, охрана окружающей среды, способствует развитию новых направлений в анализе результатов измерений, создает основу для инновационных научных и прикладных исследований.

Основным положением концепции неопределенности является отказ от использования таких понятий, как истинное и действительное значения измеряемой величины, случайная и систематическая погрешности с введением нового термина «неопределенность» – параметра, связанного с результатом измерений и характеризующего дисперсию значений измеряемой величины.

При оценивании неопределенности результатов любых испытаний и исследований используются следующие основные понятия:

- Неопределенность измерения – это параметр, связанный с результатом измерения, который характеризует дисперсию значений, обоснованно приписанных измеряемой величине.
- Стандартная неопределенность – неопределенность результата измерений, выраженная в виде среднего квадратического отклонения.
- Суммарная стандартная неопределенность – стандартная неопределенность результата измерений, полученного через значения двух величин, равная положительному квадратному корню суммы членов, причем результат измерений изменяется при изменении этих величин.
- Расширенная неопределенность – величина, определяющая интервал вокруг результата измерений, в пределах которого, можно ожидать, находится большая часть распределения значений, которые с достаточным основанием могли бы быть приписаны из-

меряемой величине.

- Коэффициент охвата – числовой коэффициент, используемый как множитель суммарной стандартной неопределенности для получения расширенной неопределенности.

В общем виде алгоритм поэтапного расчета при разработке различных методик оценивания неопределенности измерений представлен в табл. 1 с учётом вида распределения вероятностей (табл. 2).

Таблица 1

Алгоритм поэтапного расчёта неопределённости измерений

Этап	Формулы для расчета	
1 Составление модели измерения	$Y = f(X_1, X_2, X_3, \dots, X_i)$, где X_i – входная величина	
2 Определение оценки измеряемой величины	$y = f(x_1, x_2, x_3, \dots, x_i)$, где x_i – входная оценка для величины X_i	
3 Оценивание стандартной неопределённости	Тип А: $\bar{q} = \frac{1}{n} \sum_{k=1}^n q_k,$ $s^2(q_k) = \frac{1}{n-1} \sum_{k=1}^n (q_k - \bar{q})^2,$ $s^2(\bar{q}) = \frac{s^2(q_k)}{n},$ $u(x_i) = u(\bar{q}) = s(\bar{q}),$ где q_k – наблюдения величины X_i	Тип В: $x_i = \frac{1}{2}(a_+ + a_-);$ для нормального распределения: $u(x_i) = 1,48a(p = 50\%),$ $u(x_i) = a(p = 68,3\%);$ для прямоугольного распределения: $u^2(x_i) = \frac{a^2}{3};$ для треугольного распределения: $u^2(x_i) = \frac{a^2}{6}$
4 Оценивание суммарной стандартной неопределённости	Для независимых величин: $u_c^2(y) = \sum_{i=1}^N u_i^2(y),$ $u_i(y) = c_i u(x_i),$ $c_i = \frac{\partial f}{\partial x_i} = \frac{\partial f}{\partial X_i} \Big _{x_1, x_2, \dots, x_N}$	Для коррелированных величин: $u_c^2(y) = \sum_{i=1}^N c_i^2 u^2(x_i) +$ $+ 2 \sum_{i=1}^{N-1} \sum_{j=i+1}^N c_i c_j u(x_i) u(x_j) r(x_i, x_j)$
5 Определение расширенной неопределённости	$U = k \cdot u_c(y)$, где k – коэффициент охвата, $k_p = t_p(v_{eff})$; $v_{eff} = \frac{u_c^4(y)}{\sum_{i=1}^N \frac{u_i^4(y)}{v_i}}$ – формула Велча-Саттерсвейта, для оценивания по типу А: $v = n - 1$; для оценивания по типу В: $v = \infty$. Приблизительный подход: $k = 2$ ($p = 95\%$); $k = 3$ ($p = 99\%$)	

Таблица 2

Виды распределения вероятностей

Форма	Случаи применения	Стандартная неопределенность
Прямоугольное распределение		
	<p>1 Об измеряемой величине известно, что ее значение наверняка лежит в определенной области и что каждое значение между границами этой области может с одинаковой вероятностью приниматься в расчет.</p> <p>2 Оценка дана в форме максимального диапазона ($\pm a$), и форма распределения неизвестна.</p>	$u(x) = \frac{a}{\sqrt{3}}$
Треугольное распределение		
	<p>1 Информация о величине x не так ограничена, как в случае прямоугольного распределения. Значения в центре интервала более вероятны, чем вблизи его границ.</p> <p>2 Оценка дана в форме максимального диапазона ($\pm a$), и форма распределения описывается симметричным распределением вероятностей.</p>	$u(x) = \frac{a}{\sqrt{6}}$
Нормальное распределение		
	<p>1 Оценка проводится исходя из повторных наблюдений случайной величины.</p> <p>2 Неопределенность дана в виде стандартного отклонения s или σ, относительного стандартного отклонения s/x или коэффициента вариации CV (%) без указания вида распределения.</p> <p>3 Неопределенность дана в виде 95 % (или иного) доверительного интервала ($x \pm c$) без указания вида распределения.</p>	$u(x) = s$ $u(x) = s$ $u(x) = x(s/x)$ $u(x) = \frac{CV\%}{100} \cdot x$ $u(x) = c/2$ (при 95 %) $u(x) = c/3$ (при 99,7%)

Оценка неопределенности по типу А – метод оценивания неопределенности путем статистического анализа ряда наблюдений. Исходными данными являются результат многократных измерений.

Оценка неопределенности по типу В – метод оценивания неопределенности заимствованных априорных величин. Правильное использование фонда доступной информации для оценивания стандартной неопределенности по типу В требует интуиции, основанной на опыте и общих знаниях, и является мастерством, которое приходит с практикой. Следует признать, что оценка стандартной неопределенности по типу В может быть такой же надежной, как и оценка по типу А, особенно в измерительной ситуации, когда оценивание по типу А основывается на небольшом числе статистически независимых наблюдений.

При вычислении стандартной неопределенности по типу В нужно определиться с выбором функции распределения вероятностей заимствованной величины, чтобы перейти от априорной информации о заимствованной величине к оценке стандартной неопределенности $u_B(x_i)$.

Оценивание неопределенности результатов измерений в лабораториях является серьезным техническим барьером на пути к компетентности лабораторий и взаимному признанию результатов испытаний по причинам:

- нехватки специалистов, знакомых с концепцией неопределенности измерений, математической статистикой;

- сложности и достоверности больших объемов вычислений, возникающих в практических задачах оценивания неопределенности измерений, что требует значительных ресурсов лаборатории;

- отсутствие методик в испытательных лабораториях, которые описывают процесс оценивания неопределенности, так как основной характеристикой оценки точности результата измерения до настоящего времени традиционно является погрешность. Аналитически произвести пересчет оценок доверительных границ погрешности измерений в оценки расширенной неопределенности измерений даже для прямых измерений затруднительно, а для косвенных измерений он требует обязательного профессионализма в выполнении методики испытаний, так как в расчёте неопределённости должно быть использовано максимально возможное число источников неопределенности, которые могут быть выявлены только специалистом в области выполняемых испытаний [5].

Бюджет неопределенности должен содержать перечень максимально возможных и значимых источников неопределённости для каждой входной величины с указанием для каждого источника способа оценивания неопределённости, используемого для получения оценки суммарной стандартной неопределённости выходной величины (параметра, неопределённости которого определяется)[6,7].

В соответствии с требованиями СТ РК ИСО/МЭК 17025 в лаборатории «САТиМ» были рассчитаны неопределённости измерений октанового числа по моторному и исследовательскому методам при определении детонационной стойкости бензинов, неопределённости измерения объёмной доли бензола методом газовой хроматографии, неопределённости измерения кислотности бензинов и дизельного топлива с использованием цветного индикаторного титрования, неопределённости измерения кислотного числа индустриального масла титриметрическим методом, неопределённости измерения массовой доли серы в бензинах ламповым методом, неопределённости измерения концентрации

свинца в бензине спектрофотометрическим методом (табл.3).

Таблица 3

Неопределённость измерений по нормативным видам испытаний

Виды испытаний	Единицы	$u_c(y)$, 68 %	$U(y)$, 95 %	НД на метод измерения испытания
Детонационная стойкость по моторному методу	ед. ОЧ	0,14	0,28	ГОСТ 511-82
Детонационная стойкость по исследовательскому методу	ед. ОЧ	0,13	0,26	ГОСТ 8226-82
Концентрация свинца	г/дм ³	$1,3 \cdot 10^{-4}$	$3,0 \cdot 10^{-4}$	ГОСТ 28828-90
Объёмная доля бензола	%	0,042	0,084	ГОСТ 2904-91
Кислотность	мг КОН/100 см ³	0,014	0,028	ГОСТ 5985-79
Кислотное число	мг КОН/г	0,027	0,054	ГОСТ 5985-79
Массовая доля серы	%	0,064	0,12	ГОСТ 19121-73

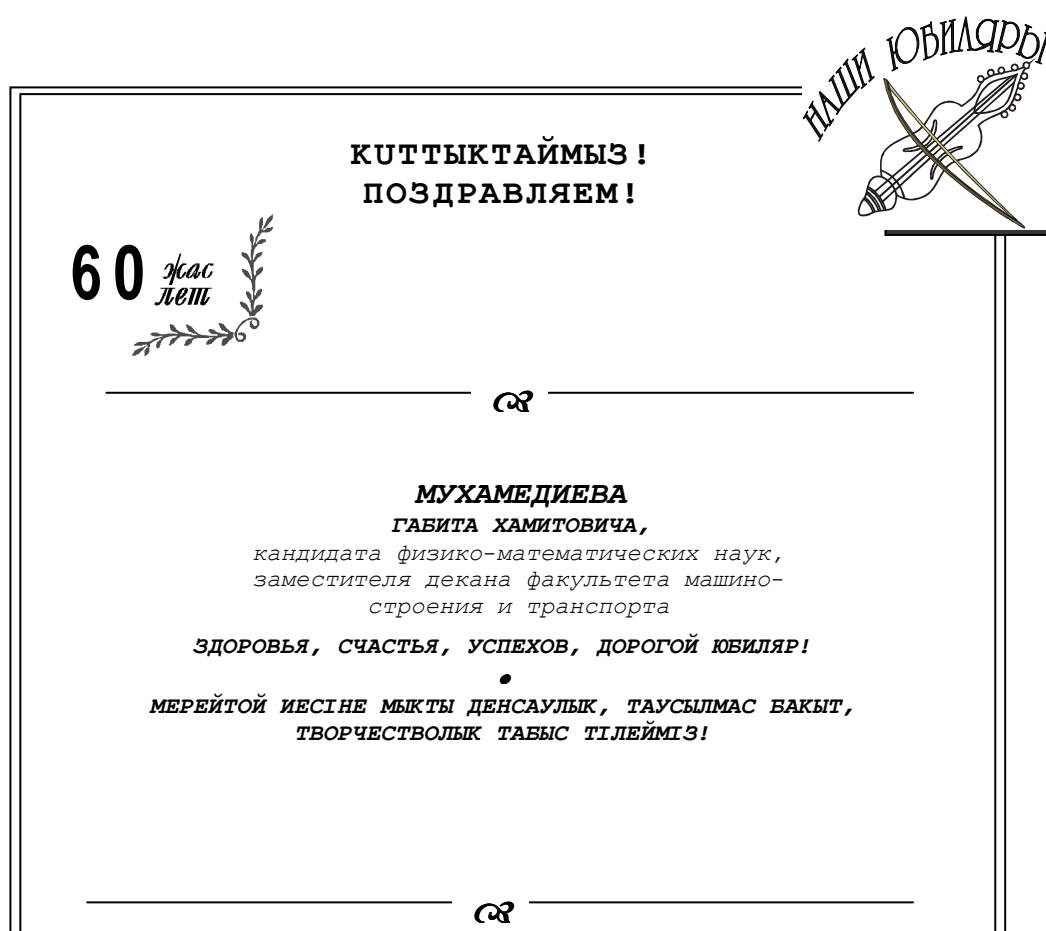
Результаты расчетов отражены в докладах конференций международного и республиканского статуса [8-11] и в материалах аккредитации НПЦ «САТиМ» как необходимое условие компетентности лаборатории для успешной аккредитации, которая прошла в феврале 2009 года с получением аттестата аккредитации 18 февраля 2009 года. Практическая значимость выполненной работы заключается в необходимости испытательной лаборатории представлять результаты испытаний с обязательной информацией достоверности в виде неопределённости результатов измерений с соответствующим уровнем доверия.

Список литературы

1. Кузнецов А.В. Топливо и смазочные материалы. – М.: Колос, 2005, 199 с.
2. СТ РК ИСО/МЭК 17025-2007 «Общие требования к компетентности испытательных и калибровочных лабораторий» МИ 1317 – 86 «Государственная система обеспечения единства измерений. Результаты и характеристики погрешности измерений. Формы и способы представления. Способы использования при испытаниях образцов продукции и контроле их параметров»
3. Руководство по выражению неопределённости измерения. – Пер. с англ. / Под ред. В.А. Слаева / ГП ВНИИМ им. Д.И. Менделеева. – СПб., 1999. – 198 с.
4. Конканов М.Д. Программное обеспечение «Q counter» для оценки неопределённости измерений / М.Д. Конканов, А.Т. Канаев // Новости Госстандарта. – 2008. – № 2. – С. 20-21.
5. Оценка неопределённости в измерениях: Практическое пособие / Н.Ю. Ефремова. – Минск: БелГИМ, 2003. – 34 с.
6. Руководство ЕВРАХИМ/СИТАК. Количественное описание неопределённости в аналитических измерениях 2-е издание, 2000 / Перевод с английского Р.Л. Кадиса, Г.Р. Нежиховского, В.В. Симиной; Под общ. ред. Л.А. Конопелько. – СПб.: ВНИИМ им. Д.И. Менделеева, 2002. – 65 с.
7. Климова Е.С. К оценке неопределённости измерения содержания серы в бензинах при контроле нефтепродуктов на подтверждение соответствия качества / Е.С. Климова, Г.А. Реутова, Е.В. Курган // Тр. XIII Междунар. науч.-практ. конф. студентов и мо-

- лодых учёных «Современная техника и технологии». – Томск: ТПУ, 2007. – Том III. – С.122-123.
8. Курган Е.В. Оценивание неопределенности кислотно-основного титрования при анализе светлых нефтепродуктов в присутствии цветного индикатора / Е.В. Курган, А.Н. Николаева, Г.А. Реутова // Материалы XII Междунар. экол. студ. конф. «Экология России и сопредельных территорий». – Новосибирск: НГУ, 2007. – С. 5.
 9. Николаева А.Н. Обеспечение качества испытаний автомобильных топлив на соответствие их требованиям нормативной документации / А.Н. Николаева, Г.А. Реутова // Материалы VIII Респ. науч.-техн. конф. студентов, аспирантов и молодых ученых «Роль технических вузов в становлении инновационной экономики». – Усть-Каменогорск: ВКГТУ, 2008. – Часть III. – С. 167-170.
 10. Яковлев В.С. Оценка качества измерений детонационной стойкости бензинов в соответствии с требованиями международного стандарта ИСО/МЭК 17025-2007 / В.С. Яковлев, Г.А.Реутова // Тр. Междунар. науч.-практ. конф. «Инновационная роль науки в подготовке современных кадров». – Караганда: КарГТУ, 2008.

Получено 11.02.10



УДК 621.372.8 : 621.385.6

Д.В. Риттер

СКГУ им. М. Козыбаева, г. Петропавловск

ОТКРЫТЫЙ ВОЛНОВОД КАК ОПТИМАЛЬНАЯ СИСТЕМА ДЛЯ НАГРЕВА ПРОТЯЖЕННЫХ ОБЪЕКТОВ

Практика требует равномерного нагрева, особенно протяженных объектов. При этом энергозатраты должны быть оптимальными. Роль оптимальной системы для нагрева протяженных объектов может выполнить открытый волновод в виде линии с поверхностной волной. Рассмотрим подробнее факторы, обуславливающие применение линии поверхностной волны для решения данной задачи.

Важная особенность состоит в том, что протяженный объект нагрева можно так связать с волноводом, что будет происходить относительно равномерное распределение энергии вдоль образца. С этой целью оси волновода и протяженного объекта должны быть под определенным углом.

Поверхностный волновод является системой, вдоль которой распространяется энергия. В случае, если в поле этой волны не вносится неоднородность, энергия идет в согласованную нагрузку. При внесении неоднородности происходит частичное переизлучение энергии в виде ТЕМ волны, при этом поле вдоль волновода остается прежним, распространяющимся в цилиндрической области, ограниченной граничным радиусом. То же происходит при внесении в поле элемента с поглощением (потерями энергии). При этом часть энергии переизлучается, а другая часть поглощается. Структура поля поверхностной волны сохраняется. Это обстоятельство позволяет вносить в поле поверхностного волновода неоднородности с потерями, не нарушая структуру поля поверхностной волны.

Энергия вдоль волновода распространяется с минимальными потерями – потери в проводе и диэлектрическом покрытии. Излучение также незначительно – порядка излучения экранированного коаксиального кабеля, если не приняты особые меры для его снижения.

Следующая особенность касается энергии, она распределена по сечению в радиусе, равном граничному, что составляет при правильной реализации волновода порядка одной длины волны. То есть в указанном сечении может быть сосредоточено более 90 % энергии.

Вышеуказанные особенности обуславливают применение линии поверхностной волны для нагрева протяженных объектов, таких, как древесина в виде досок, брусьев; локальный нагрев мерзлого грунта, например участок для вскрытия, и др.

Установка для локального СВЧ нагрева (непосредственно образца или ограниченной части среды) представляется в виде провода с поверхностной волной, размещенного под углом к оси протяженного образца. Определенную сложность реализации представляет устройство возбуждения поверхностной волны, что связано с необходимостью подачи достаточно большой мощности. В данном случае оказывается возможным использование многоходового устройства возбуждения [1], которое позволяет осуществлять нагрев ря-

дом маломощных генераторов, при этом их частоты разные. В этом случае излучение будет минимальным из-за несинфазного сложения, потери на нагрев суммируются, создавая эффект, аналогичный воздействию мощного генератора.

Рассматривая мощность, поглощаемую образцом при возбуждении N генераторами с достаточно близкими частотами, полагают, что модули напряженностей электрического поля, порождаемые каждым генератором, равны, т.е. $|E_{Г1}| = |E_{Г2}| = \dots = |E_{ГN}|$, а частоты

достаточно близки друг к другу так, что $\frac{1}{\omega} \sum_{i=1}^N \Delta\omega_i \ll 1$. При этом выражение для мощности имеет вид:

$$P_{ПЭ} = \omega \epsilon_0 \epsilon_t g \delta N \left(1 + \frac{1}{\omega} \sum_{i=1}^N \Delta\omega_i \right) |E_G|^2 dV,$$

где ω – циклическая частота; $tg \delta$ – тангенс угла диэлектрических потерь материала, из которого изготовлен образец; E_G – напряженность электрического поля, порождаемая генератором; V – объем, занимаемый нагрузкой.

Суммарная мощность потерь в образце пропорциональна количеству генераторов.

На основании вышеуказанных теоретических предпосылок проект установок для промышленного СВЧ нагрева представляется таким образом: одно из возможных применений СВЧ нагрева с помощью поверхностного волновода – сушка древесины. Для сушки длинномерных заготовок небольших объемов в короткие сроки СВЧ сушка представляется весьма полезной. С этой целью заготовку устанавливают вдоль волновода, равномерно распределяют энергию СВЧ. Подбирают режим и устанавливают определенное технологией поддержание температуры. Схема установки сушки показана на рисунке 1.

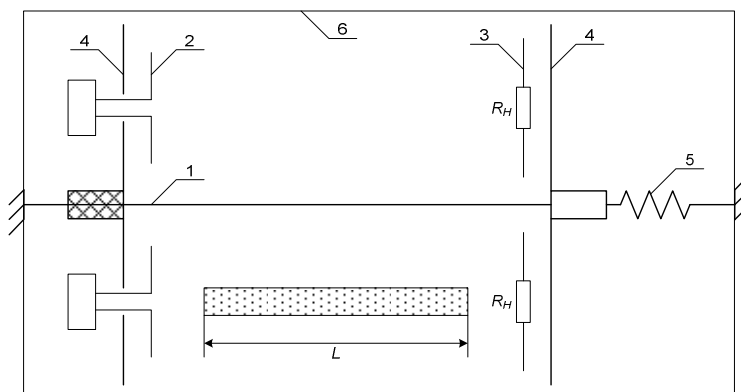


Рисунок 1 – Схема установки сушки с помощью поверхностного волновода: 1 – провод с диэлектрическим покрытием; 2 – многоходовое устройство возбуждения; 3 – радиальное нагрузочное устройство; 4 – бесконтактный отражатель; 5 – устройство натяжения; 6 – экранирующий кожух

Таким образом, использование поля поверхностного волновода для промышленного нагрева протяженных объектов является перспективным и открывает широкие возможности применения СВЧ нагрева во многих областях промышленности и сельского хозяйства.

Список литературы

1. Диденко А.И. СВЧ-энергетика / А.И. Диденко, Б.В. Зверев. – М.: Наука, 2000. – 264 с.

2. Харвей А.Ф. Техника сверхвысоких частот. – М.: Советское радио, 1995. – Т.2. – 774 с.
3. Семенов Н.А. Параметры волны E_{00} в линии поверхностной волны // Радиотехника и электроника. – 1964. – Т.9. – № 9. – С.1634 – 1641.
4. Кисмерешкин В.П. Моделирование линейной антенной решетки на основе однопроводной линии передачи / В.П. Кисмерешкин, Г.Н. Лобова // Приборы и техника эксперимента. – 1996. – № 5. – С.85-86.

Получено 4.02.10

УДК 615.471:681.31

А.А. Савостин

СКГУ им. М. Козыбаева, г. Петропавловск

ОПТИМАЛЬНАЯ ФИЛЬТРАЦИЯ ЭЛЕКТРОКАРДИОСИГНАЛОВ

При съеме электрокардиологических сигналов (ЭКС) человека возникает комплекс помех и искажений, обусловленных различными причинами. Наибольшее влияние во всех без исключения исследованиях оказывают электрофизиологические помехи, а также помехи, вызванные квазигармоническим процессом, представленным составляющими наводки напряжения промышленной частоты [1]. В связи с этим, при анализе кардиологической информации проблема устранения артефактов из ЭКС приобретает особую значимость.

Применение теории оптимальной фильтрации при исследовании ЭКС позволяет получать наилучший результат, при условии, что сигнал и шум являются независимыми стационарными случайными процессами. При этом оптимальная фильтрация сигнала становится возможной лишь при задании математической модели входного полезного сигнала и оптимизируемого критерия качества. В результате задача оптимальной фильтрации сводится к решению математической оптимизационной задачи [2].

Фильтрацию ЭКС на основании указанных принципов целесообразно рассмотрим на примере дискретного фильтра порядка M (рис. 1) с вещественным дискретным сигналом $x(n)$ на входе и вещественными коэффициентами $w_i, i = 1, 2, \dots, M - 1$.

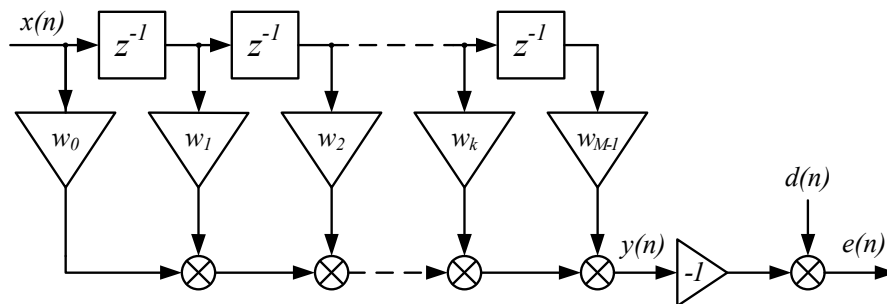


Рисунок 1 – Формирование сигнала ошибки

При условии доступности образцового сигнала $d(n)$ или его математической модели возможно рассчитать оценку ошибки $e(n)$ между выходом фильтра $y(n)$ и требуемым сигналом (рис. 1):

$$e(n) = d(n) - y(n) = d(n) - \sum_{k=0}^{M-1} w_k x(n-k). \quad (1)$$

Теория оптимальной фильтрации оценивает последовательность весовых коэффициентов, которые минимизируют среднеквадратическую величину ошибки оценки $E[e^2(n)] \rightarrow \min$ (E – представляет собой оператор статистического ожидания), т.е. происходит обеспечение максимальной близости выходного сигнала фильтра $y(n)$ к образцовому $d(n)$. В основе процесса синтеза фильтра лежит условие вида

$$R w = p. \quad (2)$$

Данное равенство получило название уравнения Винера-Хопфа, а синтезируемые на его основе фильтры – фильтрами Винера или оптимальными фильтрами. В данном равенстве R является матрицей размерности $M \times M$ и представляет собой автокорреляцию входного вектора $x(n)$, рассчитанную как векторное произведение вектора с самим собой, т.е. $R = E[x(n)x^T(n)]$; $p = E[x(n)d(n)]$ – взаимная корреляция между входным вектором $x(n)$ и требуемым откликом $d(n)$, являющуюся вектором размерностью $M \times 1$; w – вектор-столбец коэффициентов фильтра размерностью $M \times 1$.

В результате искомое решение для оптимальных коэффициентов фильтра имеет вид

$$w = R^{-1}p. \quad (3)$$

В случае фильтрации ЭКС сигнал $x(n)$ представляет собой смесь исходного сигнала $d(n)$ и шума $\eta(n)$

$$x(n) = d(n) + \eta(n), \quad (4)$$

поэтому с учетом независимости процессов, порождающих шум и входной полезный сигнал, а также равенства нулю среднего хотя бы одного из них, оптимальный фильтр будет определяться выражением

$$w = (R_d + R_\eta)^{-1}p_d, \quad (5)$$

где R_d – автокорреляционная матрица размерностью $M \times M$ для сигнала, $R_d = E[d(n)d^T(n)]$;

R_η – автокорреляционная матрица размерностью $M \times M$ для шума, $R_\eta = E[\eta(n)\eta^T(n)]$;

p_d – автокорреляционный вектор требуемого сигнала размерностью $M \times 1$, $p_d = E[d(n)d(n)]$.

Частотная характеристика фильтра Винера [3] может быть представлена в виде

$$W(\omega) = \frac{S_d(\omega)}{S_d(\omega) + S_\eta(\omega)}, \quad (6)$$

где $S_d(\omega)$ и $S_\eta(\omega)$ – спектральная плотность мощности (СПМ) требуемого сигнала и шумового процесса соответственно. Как следует из (6) для оптимальной фильтрации ЭКС необходимо знание достаточно специфических сведений о входном сигнале и шумовом процессе. Для решения этой проблемы разработана функциональная динамическая модель ЭКС человека, способная синтезировать электрокардиограмму (ЭКГ) с произвольными параметрами морфологических элементов.

При создании модели учитывалось, что ЭКС представляет собой последовательность кардиоциклов за определенный промежуток времени. Каждый отдельный кардиоцикл представляется квазидетерминированной функцией сложной формы, последовательные компоненты которой имеют стандартные буквенные обозначения.

Пусть известны амплитуды a и длительности l морфологических элементов ЭКГ, т.е. $a = (a_i)$ и $l = (l_i)$, где $i \in \{P Q R S T T U\}$. В соответствии с этим сформируем матрицу $(2 \times n)$, первая строка которой будет содержать значения длительности морфологических элементов ЭКГ, а вторая соответствующие им значения амплитуд:

$$S = (s_{m,n}) = \begin{bmatrix} l \\ a \end{bmatrix}. \quad (7)$$

В разработанной модели предлагается каждый элемент ЭКГ описать кусочно-заданной функцией:

$$v_i(t) = \begin{cases} 0, t \in (-\infty; 0), \\ -\frac{s_{2,i}}{2} \left(\cos\left(\frac{2\pi}{s_{1,i}} t\right) - 1 \right), t \in [0; s_{1,i}], \\ 0, t \in (s_{1,i}; +\infty). \end{cases} \quad (8)$$

Определим вектор δ , размерностью $(1 \times n)$, элементы которого рассчитываются следующим образом:

$$\delta_i = \sum_{j=1}^{n=i} \varepsilon_{1,j}. \quad (9)$$

Преобразуем вектор δ в вектор δ' :

$$\delta' = [0, d_1, \dots, d_{n-1}]. \quad (10)$$

Вектор δ' будет определять текущее положение морфологического элемента в цикле.

Электрокардиологический цикл $V(t)$ формируется путем суммирования полученных функций $v_i(t)$, сдвинутых относительно начала координат на δ'_i :

$$V(t) = \sum_{i=1}^n v_i(t - \delta'_i). \quad (11)$$

В качестве иллюстрации применения предложенной модели произведена оптимальная фильтрация сигнала ЭКГ по описанной схеме. На рис. 2 изображен цикл анализируемого зашумленного сигнала, модель полезного сигнала, а также сигнал на выходе оптимального фильтра.

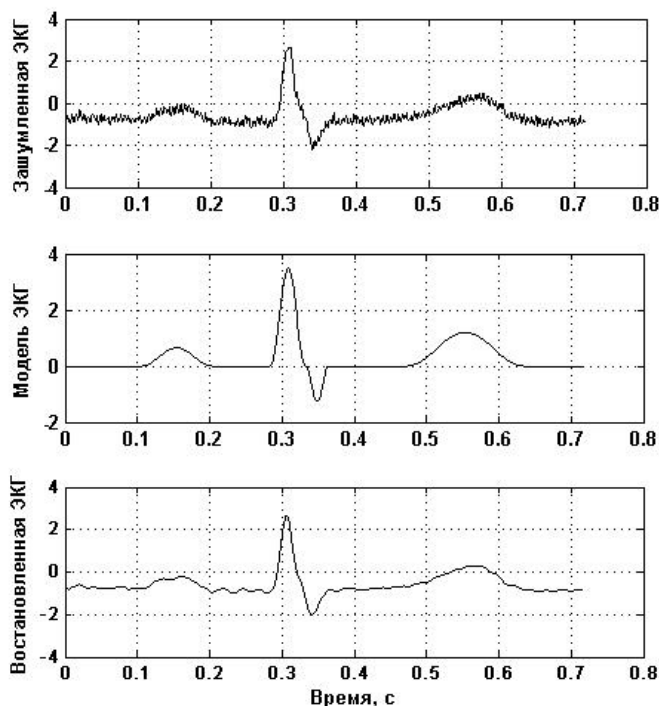


Рисунок 2 – Зашумленный сигнал ЭКГ $x(n) = d(n) + \eta(n)$, модель свободного от шума полезного

сигнала $d(n)$, результат фильтрации $y(n)$

Отметим, что при расчете частотной характеристики фильтра $W(\omega)$ согласно (6) для получения СПМ шума $S_\eta(\omega)$ из исходного сигнала $x(n) = d(n) + \eta(n)$ были выбраны несколько интервалов T - P , предположительно соответствующих изоэлектрической линии. Далее были получены усредненные по всем сегментам оценки спектра шума, а также СПМ модели ЭКС $S_d(\omega)$.

Так как обратное преобразование Фурье частотной характеристики системы определяет ее импульсную характеристику $h(\tau) = F^{-1}\{W(\omega)\}$, а выходной сигнал линейной системы с постоянными параметрами – есть свертка входного сигнала и импульсной характеристики $y(t) = h(\tau) \cdot x(t - \tau)$, то вычисление данных преобразований для дискретного времени определит результат оптимальной фильтрации ЭКС (рис. 2).

Анализируя СПМ исходного зашумленного сигнала ЭКГ (рис. 3), можно увидеть пики на частотах, кратных промышленной частоте, а также низкий уровень усиления на АЧХ фильтра в этих областях. В данном случае, это частоты, кратные 60 Гц, так как анализируемый сигнал был взят из открытой базы ЭКС MIT-BIH Noise Stress Test Database [4].

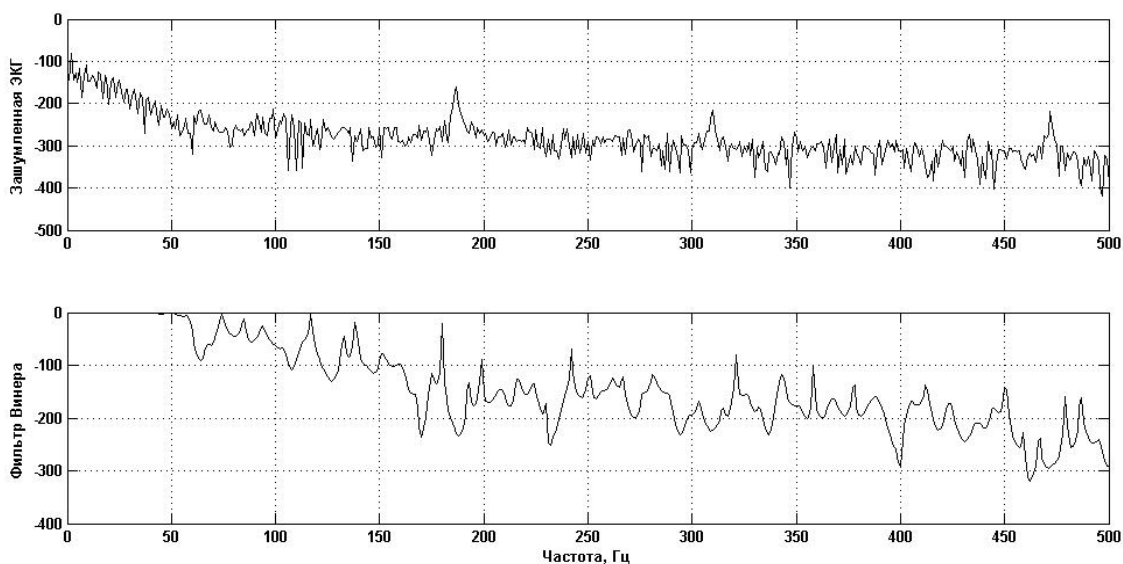


Рисунок 3 – СПМ исходного зашумленного сигнала $x(n)$ в логарифмическом масштабе (дБ) и АЧХ $W(\omega)$ рассчитанного фильтра в логарифмическом масштабе (дБ)

Результат фильтрации (рис. 2) показывает, что почти все артефакты были эффективно устранены из сигнала рассчитанным фильтром. При проектировании оптимального фильтра не потребовалось особых знаний об определенных частотах среза и порядке фильтра. Необходимо обладать приемлемыми моделями процессов шума и ЭКС, последняя из которых была предложена ранее и подтвердила свою эффективность в процессе использования.

Список литературы

1. Съём и обработка биоэлектрических сигналов: Учеб. пособие / Под ред. К.В. Зайченко. – СПб.: СПбГУАП, 2001. – 140 с.
2. Сергиенко А.В. Цифровая обработка сигналов: Учебник для вузов. – СПб.: Питер, 2006. – 2-е изд. – 751 с.
3. Рангайян Р.М. Анализ биомедицинских сигналов. Практический подход. – Пер. с англ. / Под ред. А.П. Немирко. – М.: ФИЗМАТЛИТ, 2007. – 440 с.
4. PhysioBank. The MIT-BIH Noise Stress Test Database.
<http://www.physionet.org/physiobank/database/nstdb/>.

Получено 27.01.10

УДК 006.86

В.С. Яковлев, Г.А. Реутова

ВКГТУ им. Д. Серикбаева, г. Усть-Каменогорск

ОЦЕНИВАНИЕ КАЧЕСТВА ИЗМЕРЕНИЙ ДЕТОНАЦИОННОЙ СТОЙКОСТИ БЕНЗИНОВ ПО МОТОРНОМУ МЕТОДУ В СООТВЕТСТВИИ С ТРЕБОВАНИЯМИ СТ РК ИСО/МЭК 17025

Управление качеством контроля нефтепродуктов на соответствие их эксплуатационных характеристик нормативной документации обусловлено системой метрологического обеспечения, предназначенного для проверки корректности выполнения технологических регламентов. Вступление Казахстана в мировое сообщество требует реструктуризации и гармонизации национальной системы технического регулирования, в частности перехода на международную практику работ в области аккредитации, оценки соответствия и управления качеством.

Оценивание качества измерений детонационной стойкости бензинов в соответствии с требованиями международного стандарта ИСО/МЭК 17025-2007 требует использования концепции неопределенности для предоставления результатов измерения. Испытательная лаборатория должна иметь и уметь применять процедуру использования неопределенности как меру доверия к результатам измерения. [1].

В соответствии с «Техническим регламентом о требованиях к выбросам вредных веществ (загрязнений) автотранспортными средствами, выпускаемыми в обращение на территории Республики Казахстан» в основные технические требования к характеристикам топлив включен показатель «Детонационная стойкость», одним из показателей которого является октановое число (ОЧ) по моторному методу.

Поступление на рынок топлива с использованием различных присадок и антидетонаторов, число которых постоянно растет с учетом вывода тетраэтилсвинца (ТЭС) из обращения, требует систематического контроля бензина на соответствие его сертификату, обеспечивающему требования экологии окружающей среды.

Анализ бензинов по 14 показателям выполняет Научно-производственный центр «СА-ТиМ» при Восточно-Казахстанском государственном техническом университете им. Д. Серикбаева (Восточно-Казахстанская область, г. Усть-Каменогорск), возглавляемый профессором, доктором технических наук Ж.О. Кульсеитовым. Одним из необходимых для контроля показателей является определение ОЧ по моторному методу в соответствии с ГОСТ 511-82 определения ОЧ до 110 единиц. [2] Определение ОЧ по моторному методу выполняют на установке одноцилиндрового типа УИТ-85 с переменной степенью сжатия в комплекте с электронным детонометром, замеряющим интенсивность детонации.

Сущность определения детонационной стойкости бензина в том, что испытуемый бен-

зин сравнивают с эталонными топливами по способности к детонации. При этом подбирают смеси эталонных топлив, которые сгорают в установке с той же интенсивностью детонации, что и испытуемый бензин. Эталонные топлива получают смешиванием двух химически чистых углеводородов - изооктана и нормального гептана. Детонационная стойкость изооктана, выраженная в ОЧ, условно принята за 100, а нормального гептана – за 0. При смешивании изооктана и нормального гептана в различных соотношениях по объёму получают ряд эталонных топлив, обладающих различной детонационной стойкостью. Эталонная смесь с большим содержанием изооктана характеризуется лучшей антидетонационной способностью. При определении ОЧ испытуемого бензина повышают степень сжатия установки до появления стандартной интенсивности детонации, затем на этой установке подбирают эталонное топливо, которое имеет стандартную интенсивность при этой же степени сжатия. Стандартные условия испытаний по моторному методу более жёсткие, чем по исследовательскому, поэтому ОЧ одного и того же бензина, определённые разными методами, не совпадают: по моторному методу ОЧ меньше. Разница в ОЧ бензина, определённых по исследовательскому и моторному методам, определяет чувствительность бензина.

Таким образом, метод основан на сравнении детонационной стойкости испытуемого топлива и детонационной стойкости эталонных топлив, выраженной ОЧ. Смесь эталонных топлив выбирают таким образом, чтобы показания указателя детонации для испытуемого топлива находились между показаниями двух смесей эталонных топлив, различающихся между собой не более чем на 2 единицы (метод «охвата концентраций»).

Авторы рассчитали неопределенность результатов определения ОЧ автомобильного бензина марки АИ-93 по моторному методу, используя нормальное распределение дисперсии, относительно показателя детонации, что соответствует типу А (табл. 1): по статистическим данным, полученным в НПЦ «САТиМ» (число измерений ОЧ на одномоторной установке УИТ-85 за 6 лет составило более 1000) [3], что обусловлено большим числом требований к выполнению условий испытания (под контролем частота вращения двигателя, угол опережения зажигания, зазоры между контактами прерывателя магнето, между штоками и коромыслами клапанов, давление масла во время работы двигателя, температура масла в картере при полном погружении датчика дистанционного термометра, абсолютная влажность воздуха, поступающего в двигатель, температура воздуха, поступающего в карбюратор, температура топливовоздушной смеси и т.д.).

Таблица 1

Результаты измерения показателя детонации бензина АИ-93 по моторному методу

Номер измерения	Значения измерения показателя детонации			Значение ОЧ бензина, (параметр А)
	Испытуемый бензин АИ-93, (параметр - а)	Эталонное топливо №1 (А ₁ = 83), (параметр – а ₁)	Эталонное топливо №2 (А ₂ = 85), (параметр – а ₂)	
1	55	62	33	83,48
2	54	63	34	83,62
3	53	61	32	83,55
4	56	64	34	83,53
5	54	62	34	83,57
6	58	65	36	83,48
7	57	64	36	83,50
8	53	60	32	83,50

9	55	62	33	83,48
10	54	63	35	83,64
11	56	64	35	83,55
12	56	65	36	83,62
сред. знач.	55,1	62,9	34,2	83,55

Источники неопределенности при приготовлении эталонных топлив оцениваются по данным практики и стандарта – тип В [2].

Определение коэффициентов чувствительности связано с математической моделью вычисления ОЧ.

ОЧ испытуемого топлива (А) вычисляют методом интерполяции по формуле

$$A = A_1 + (A_2 - A_1) \cdot \frac{a_1 - a}{a_1 - a_2}. \quad (1)$$

На испытуемой пробе бензина проведено 12 измерений со средними значениями a, a_1, a_2 , соответственно, 55,1; 62,9; 34,2 единиц.

Искомая суммарная стандартная неопределенность (для независимых величин) $u_c(y) = u_c(\varphi)$ вычисляется по формуле

$$u_c(y) = \sqrt{\sum_{i=1}^m \left(\frac{\partial f}{\partial X_i} \right)^2 \cdot u^2(X_i)}. \quad (2)$$

Выполненный расчет неопределенности результатов измерений ОЧ по моторному методу (бензин автомобильный АИ 93), максимально включающий источники неопределенности, определяет суммарную неопределенность результатов измерения определения ОЧ 0,142, что отражено в бюджете неопределенности (табл. 2):

$$U = k \cdot u(y) = 2 \cdot 0,142 = 0,284 \approx 0,3 \text{ (ед. ОЧ)}. \quad (3)$$

В результате оцененное действительное значение ОЧ с учетом расширенной неопределенности составляет:

$$83,55 \pm 0,3 \text{ (} k = 2; P \approx 95\% \text{)}.$$

Таким образом, при доверительной вероятности около 95 % с принятым значением охвата, равным 2, расширенная неопределенность в размере 0,3 (ед. ОЧ) определяет параметр, связанный с результатом измерения (ОЧ = 83,55) и характеризует рассеяние значений ОЧ, которые могут быть обосновано приписаны измеряемой величине, что означает: приблизительно с 95 % уровнем доверия измеренные значения сосредоточены внутри интервала от 83,25 до 83,85 ед. ОЧ.

Значение суммарной стандартной неопределенности 0,14 ед. ОЧ соответствует одному стандартному отклонению и определяет интервал (83,41 – 83,69), охватывающий примерно 68 % распределения измеренного значения ОЧ.

Значимость выполненного расчета определена необходимостью испытательной лаборатории уметь оценивать неопределенности всех видов измерений, позволяющей пройти аккредитацию на соответствие международному стандарту ИСО/МЭК 17025-2007.

Полученные результаты используются в учебном процессе специальностей 050713, 050724 по дисциплине «Автомобильные эксплуатационные материалы» при проведении лабораторной работы «Определение октанового числа автомобильных бензинов по моторному методу».

Таблица 2

Бюджет неопределенности результатов измерений детонационной стойкости по моторному методу
(атмосферное давление $P = 101325$ Па)

Величина, X_i , ед. изм.	Обозначение, X_i	Значение оценки, x_i	Δ	Тип неопределенности	Распределение вероятности	Стандарт неопределенности, $u(x_i)$	Коэффициент чувствительности	Вклад неопределенности		
								$u(y) \cdot 10^2$	$\{u_i(y)\}^2 \cdot 10^4$	%
Показания указателя детонации испытуемого бензина	a	55,1	S_A	A	норм.	0,45	-0,07	3,15	9,92	4,9
Показания указателя детонации эталонного топлива №1	a_1	62,9	S_{A1}	A	норм.	0,42	0,05	2,10	4,41	2,18
Показания указателя детонации эталонного топлива №2	a_2	34,2	S_{A2}	A	норм.	0,42	0,02	0,84	0,71	0,34
ОЧ эталонного топлива №1, ед. ОЧ	A_1	83,0	$1,73$ $0,8/\sqrt{6}$	B B	прям. треуг.	0,176	0,73	12,85	165,12	81,45
ОЧ эталонного топлива №2, ед. ОЧ	A_2	85,0	$1,73$ $0,326$	B B	прям. треуг.	0,176	0,27	4,75	22,56	11,13
ОЧ испытуемого бензина, ед. ОЧ	A	83,55				$U_C(y) = 0,142$			202,71	100

Список литературы

1. СТ РК ИСО/МЭК 17025 - 2007 «Общие требования к компетентности испытательных и калибровочных лабораторий».
2. ГОСТ 511-82 «Моторный метод определения октанового числа». – М.: Изд-во стандартов, 1992. – 18 с.
3. Руководство по выражению неопределенности измерения. – Пер. с англ. / Под ред. В.А. Слаева / ГП ВНИИМ им. Д.И. Менделеева. – СПб., 1999. – 126 с.
4. Руководство ЕВРАХИМ/СИТАК. Количественное описание неопределенности в аналитических измерениях. – 2-е издание / Пер. с англ. Р.Л. Кадиса, Г.Р. Нежиховского, В.Б. Симита; Под ред. Л.А. Конопелько. – СПб.: ВНИИХИМ им.Д.И. Менделеева, 2002.– 65 с.
5. Яковлев В.С., Реутова Г.А. Оценивание результатов измерений октанового числа бензина с использованием концепции неопределённости // Тезисы докл. на IX Респ. науч.-техн. конф. студентов, магистрантов, аспирантов и молодых ученых: «Творчество молодых – инновационному развитию Казахстана», 22-24.04.2009 г.

Получено 12.01.10

ПО СТРАНИЦАМ



МЕГАГРУЗОВИК

Концептуальную модель дорожного поезда будущего предложил генеральный директор Института машиностроения, доктор технических наук, Герой Беларуси и академик НАН Михаил Степанович Высоцкий. Поезд состоит из седельного тягача, полуприцепа и двух прицепов. Его общая длина составляет 45,5 м, а грузоподъемность 68 т.

Подобное транспортное средство предполагается использовать для трансконтинентальных перевозок из Европы на Дальний Восток. Как любой концепт, автопоезд требует инновационных решений. Перед конструкторами стоит задача создать новый двигатель, гибридную (электромеханическую) или электрическую трансмиссию, электрогидравлический или электромеханический привод руля, пневматическую подвеску, активные (оснащенные двигателями) тягово-сцепные устройства.

Когда все это воплотится в «железе», останется «мелочь»: положить транссибирскую магистраль.

«Наука и жизнь» № 4, 2009