

ПИ АРМАТУРЫ ПНЕВМАТИЧЕСКОГО АМОРТИЗАТОРА С РЕЗИНОКОРДНОЙ ОБОЛОЧКОЙ

На множестве направляющих арматур для пневматического амортизатора с резинокордной оболочкой диафрагменного типа определены пи арматуры. Получены инварианты для геометрических размеров профиля резинокордной оболочки с пи арматурами при перемещении пневматического амортизатора в осевом направлении. Установлено, что цилиндрические направляющие арматуры также относятся к пи арматурам.

Ключевые слова: пневматический амортизатор, резинокордная оболочка, арматура.

Широкое распространение пневматических амортизаторов (ПА) на транспорте произошло благодаря замене пружинных или резино-металлических упругих элементов амортизаторов резинокордной оболочкой (РКО). Помимо высокой степени виброизоляции преимуществом ПА с РКО является возможность обеспечения заданной нагрузочной характеристики — характера изменения грузоподъемности от прогиба. В зависимости от предъявляемых требований по условиям эксплуатации конструктивное исполнение РКО производится с привязкой к конкретному изделию. При этом РКО закрепляется в направляющей металлоарматуре ПА [1, 2].

С геометрической точки зрения, положение РКО в направляющих арматурах определяется зоной контакта профиля РКО с направляющими арматурами, углом наклона арматуры к оси абсцисс и радиусом кривизны профиля гофра РКО. Направляющие арматуры ПА, как внутренняя, так и наружная, с РКО диафрагменного типа представляют собой конические или цилиндрические поверхности. Образующей этих поверхностей является прямая линия, которая наклонена под заданным углом к положительному направлению оси X. Направляющей арматуре присваивают наименование, соответствующее форме поверхности вращения, — коническая, цилиндрическая или торовая [1, 3].

В настоящей работе произведен расчет геометрических характеристик положения профиля РКО диафрагменного типа в направляющих арматурах как конического, так и цилиндрического типа с учетом исходной длины профиля РКО. Анализ полученных при расчете формул позволил определить на множестве направляющих арматур с коническими направляющими арматурами пи арматуры. Получены инварианты для геометрических размеров профиля РКО с коническими пи арматурами при перемещении ПА в осевом направлении. Установлено, что цилиндрические направляющие арматуры также относятся к пи арматурам.

Рассмотрим пневматический амортизатор с резинокордной оболочкой вращения диафрагменного типа.

Схематически геометрическое положение РКО в направляющих арматурах приведено на рис. 1.

S_H, S_B — расстояния от точек жесткого защемления бортов РКО в направляющих арматурах до точки пересечения O продолжения линии направляющих арматур; S_t — отрезок касательной, проведенный из точки O в точки схода (точки соприкосновения касательной с окружностью) профиля РКО с направляющих арматур; L_H — длина зоны контакта профиля РКО с наружной и L_B — внутренней направляющей арматурой; α, β — углы наклона направляющей арматуры к оси X; $\varphi = \beta - \alpha$; ρ — радиус кривизны профиля гофра РКО; L_o — исходная длина профиля РКО фигура ABECД; $L_t = S_H + S_B + L_o$ — дополнительная длина фигуры L_o ; r_o — расстояние до оси вращения (эффективный радиус); OE — биссектриса острого угла $\angle ВОС$.

1. Выражение для радиуса кривизны профиля гофра РКО ПА в начальном положении.

В соответствии с рис. 1 и обозначениями геометрических характеристик профиля РКО в направляющих арматурах для радиуса кривизны ρ_o в начальном положении получим

$$\rho_o = S_t \operatorname{tg} \frac{\varphi}{2} = \frac{(S_H + S_B + L_o)}{2 \left[1 + \left(\frac{\pi}{2} + \frac{\varphi}{2} \right) \operatorname{tg} \frac{\varphi}{2} \right]} \operatorname{tg} \frac{\varphi}{2}. \quad (1)$$

В (1) обозначим

$$H(\varphi) = \frac{1}{2 \left[1 + \left(\frac{\pi}{2} + \frac{\varphi}{2} \right) \operatorname{tg} \frac{\varphi}{2} \right]}, \quad (2)$$

$$C(\varphi) = H(\varphi) \operatorname{tg} \frac{\varphi}{2}. \quad (3)$$

Подставив (2) и (3) в (1), получим выражение для определения радиуса кривизны профиля гофра РКО ПА в начальном положении

$$\rho_0 = (S_H + S_B + L_0)C(\varphi) \quad (4)$$

2. Перемещение ПА в направлении оси Z.

Предположим, что внутренняя направляющая арматура неподвижна. Перемещается наружная направляющая арматура. При перемещении направляющих арматур в направлении как оси Z, так и оси X угол φ изменяться ни по своей величине, ни по направлению не будет.

Переместив наружную направляющую арматуру в положительном направлении оси Z на величину w , получим для радиуса кривизны профиля гофра РКО $\rho(w)$ выражение

$$\rho(w) = \rho_0 + \Delta S_{HB}^w C(\varphi), \quad (5)$$

где индекс «w» означает, что перемещение арматуры на величину w происходит в направлении оси Z;

$\Delta S_{HB}^w = \Delta S_H + \Delta S_B$ — суммарное приращение длин отрезков S_H и S_B продолжения линии направляющих арматур, равное

$$\Delta S_{HB}^w = -w \frac{\cos \frac{\alpha + \beta}{2}}{\sin \frac{\beta - \alpha}{2}} = -wF(\alpha, \beta), \quad (6)$$

где

$$F(\alpha, \beta) = \frac{\cos \frac{\alpha + \beta}{2}}{\sin \frac{\beta - \alpha}{2}} \quad (7)$$

Подставив (7) в (5), получим выражение для определения радиуса кривизны профиля гофра РКО при перемещении ПА в направлении оси Z

$$\rho(w) = \rho_0 - wF(\alpha, \beta)C(\varphi) = \rho_0 - wW(\alpha, \beta)H(\varphi), \quad (8)$$

где

$$W(\alpha, \beta) = \frac{\cos \frac{\alpha + \beta}{2}}{\cos \frac{\beta - \alpha}{2}} \quad (9)$$

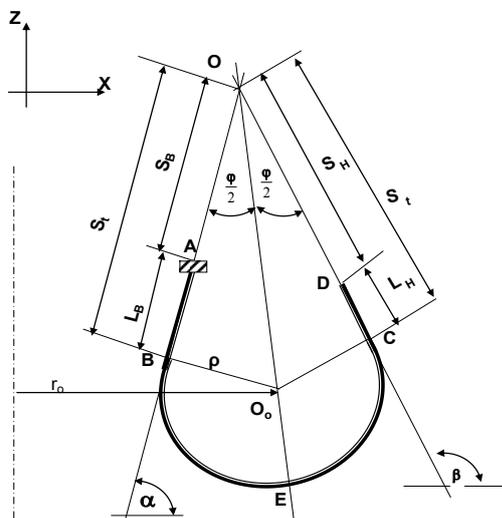


Рис. 1. Схема геометрического положения РКО в направляющих арматурах

Приращение радиуса кривизны относительно начального положения составит

$$\Delta \rho(w) = -wW(\alpha, \beta)H(\varphi) \quad (10)$$

3. Перемещение ПА в направлении оси X.

Рассмотрим перемещение направляющей наружной арматуры в положительном направлении оси X на величину «u».

Поступая так же, как это было сделано при выводе формулы (5), получим

$$\rho(u) = \rho_0 + \Delta S_{HB}^u C(\varphi), \quad (11)$$

где $\Delta S_{HB}^u = \Delta S_H + \Delta S_B$ — суммарное приращение длин отрезков S_H и S_B продолжения линии направляющих арматур, равное

$$\Delta S_{HB}^u(\alpha, \beta) = u \frac{\sin \frac{\alpha + \beta}{2}}{\sin \frac{\beta - \alpha}{2}}, \quad (12)$$

Обозначив

$$D(\alpha, \beta) = \frac{\sin \frac{\alpha + \beta}{2}}{\sin \frac{\beta - \alpha}{2}}, \quad (13)$$

получим формулу для определения радиуса кривизны профиля гофра РКО при перемещении ПА в направлении оси X

$$\rho(u) = \rho_0 + uD(\alpha, \beta)C(\varphi) = \rho_0 + uU(\alpha, \beta)H(\varphi), \quad (14)$$

где

$$U(\alpha, \beta) = \frac{\sin \frac{\alpha + \beta}{2}}{\cos \frac{\beta - \alpha}{2}} \quad (15)$$

Приращение радиуса кривизны составит

$$\Delta \rho(u) = uU(\alpha, \beta)H(\varphi) \quad (16)$$

4. При дальнейшем исследовании геометрической конфигурации положения РКО диафрагменного типа в направляющих арматурах рассмотрим

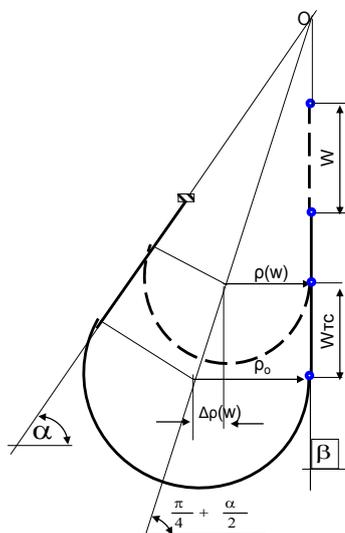


Рис. 2

случай, когда одна из направляющих арматур перпендикулярна к оси X.

Предположим, что наружная направляющая арматура перпендикулярна к оси X.

В этом случае $\beta = \frac{\pi}{2}$, $F(\alpha, \beta) = 1$,
 $W(\alpha, \beta) = \operatorname{tg}\left(\frac{\pi}{4} - \frac{\alpha}{2}\right)$.

4.1 При перемещении направляющей наружной арматуры в положительном направлении оси Z находим

$$\Delta\rho(w) = -wW(\alpha, \beta)H(\alpha) = -wC(\alpha), \quad (17)$$

$$C(\alpha) = W(\alpha, \beta)H(\alpha) = H(\alpha)\operatorname{tg}\left(\frac{\pi}{4} - \frac{\alpha}{2}\right), \quad (18)$$

$$H(\alpha) = \frac{1}{2\left[1 + \left(\frac{3\pi}{4} - \frac{\alpha}{2}\right)\operatorname{tg}\left(\frac{\pi}{4} - \frac{\alpha}{2}\right)\right]}. \quad (19)$$

Функция $C(\alpha)$ — это запись функции $C(\varphi)$, преобразованной к функции одной независимой переменной α при $\beta = \frac{\pi}{2}$.

Выражение (17) при $w = 1$

$$\Delta\rho(w) = -1C(\alpha). \quad (20)$$

Установим связь между перемещением w направляющей наружной арматуры по оси Z и изменением расстояния между точками схода $w_{\text{ТС}}$ (рис. 2).

Точку прикосновения касательной к гофру профиля РКО назовем точкой схода профиля РКО с направляющей арматуры.

На рис. 2 α — угол наклона направляющей арматуры; $\rho_0, \rho(w)$ — радиусы кривизны профиля гофра РКО в начальном положении и при перемещении наружной направляющей арматуры в направлении оси Z на величину w .

Сравнивая изменения длины касательной S_t и длины фигуры L_t при перемещении наружной направляющей арматуры в положительном направлении оси Z на величину w , получим

$$w_{\text{ТС}} = wH(\alpha). \quad (21)$$

Таким образом, функции $H(\alpha)$ и $C(\alpha)$ получили наглядное геометрическое истолкование: при перемещении направляющей арматуры на единицу длины в направлении оси Z расстояние между двумя последовательными точками схода РКО $w_{\text{ТС}}$ с направляющих арматур есть значение функции $H(\alpha)$, а изменение радиуса кривизны профиля гофра РКО $\Delta\rho(w)$ значение функции $C(\alpha)$.

Графики функций $C(\alpha)$, $H(\alpha)$ приведены на рис. 3.

Функции $H(\alpha)$ и $C(\alpha)$, приведенные на рис. 3, можно представить в виде следующей линейной комбинации:

$$\Psi(\alpha)C(\alpha) + H(\alpha) = 0,5, \quad (22)$$

где

$$\Psi(\alpha) = \left(\frac{3\pi}{4} - \frac{\alpha}{2}\right) \quad (23)$$

— половина центрального угла, образованного радиусами кривизны профиля гофра РКО, проведенными к направляющим арматурам из одной точки, лежащей на биссектрисе.

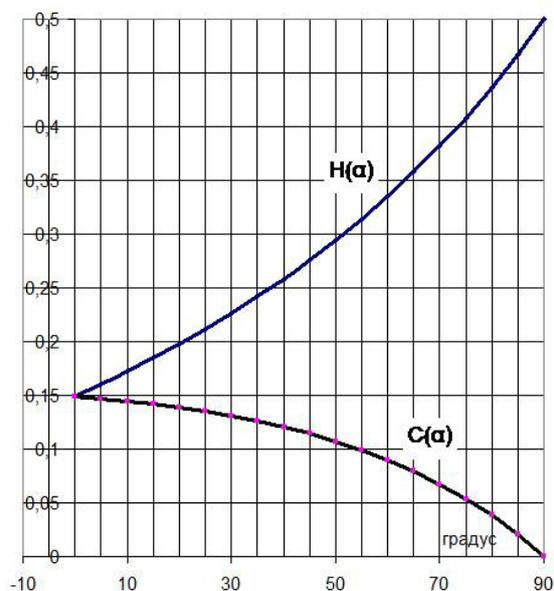


Рис. 3

4.2. При перемещении направляющей арматуры кожуха в положительном направлении оси X на величину u получим из

$$\rho(u) = \rho_0 + uU(\alpha, \beta)H(\alpha) \quad (24)$$

при $\beta = \frac{\pi}{2}$

$$\rho(u) = \rho_0 + uH(\alpha). \quad (24.1)$$

5. Рассмотренные формулы геометрии РКО в направляющих арматурах ПА получены при угле между направляющими коническими арматурами, равном

$$\varphi = \beta - \alpha, \quad (25)$$

или, когда одна из направляющих арматур перпендикулярна к оси X,

$$\varphi = \frac{\pi}{2} - \alpha. \quad (26)$$

Геометрия РКО в рассмотренных направляющих арматурах при углах наклона арматуры к оси X, определяемым по формулам (24) и (25), не является окончательной. Можно ввести и другие отношения между углами.

Поступим следующим образом: на множестве направляющих арматур пневматического амортизатора с РКО диафрагменного типа выделим тип направляющих арматур, в которых углы, образованные внутренней и наружной направляющей арматурой с положительным направлением оси X, в сумме равны 180° или π .

Направляющие арматуры этого типа назовем пи арматурами.

В соответствии с определением пи арматур справедливо соотношение

$$\alpha + \beta = \pi \quad (27)$$

Геометрически условие (27) означает, что угол α является смежным к углу β , а треугольник, образованный направляющими арматурами, равнобедренный.

Параметр	Перемещение ПА в направлении оси						
	Z			X		Z и X	
	u = 0	u = 0		u = 1		u = 1	
	w = 0	w = 1	Δw	w = 0	Δu	w = 1	Δwu
L_o	16,00	16,00	0,00	16,00	0,00	16,00	0,00
S_B	8,13	8,64	0,51	11,01	2,88	11,52	3,39
S_H	9,15	8,64	-0,51	12,03	2,88	11,52	2,37
L_f	33,28	33,28	0,00	39,04	5,76	39,04	5,76
S_t	12,72	12,72	0,00	14,92	2,20	14,92	2,20
L_B	4,59	4,08	-0,51	3,91	-0,68	3,41	-1,19
L_H	3,58	4,08	0,51	2,90	-0,68	3,41	-0,17
L_g	7,83	7,83	0,00	9,19	1,36	9,19	1,36
ρ	2,24	2,24	0,00	2,63	0,39	2,63	0,39

В этом случае углы, образованные направляющими арматурами с осью вращения, равны

$$\frac{\beta - \alpha}{2} = \frac{\varphi}{2}. \quad (28)$$

Складывая и вычитая выражения (27) и (28), выразим углы наклона направляющих арматур к оси X через угол φ

$$\begin{aligned} \beta &= \frac{\pi}{2} + \frac{\varphi}{2} \\ \alpha &= \frac{\pi}{2} - \frac{\varphi}{2} \end{aligned} \quad (29)$$

Подставив (29) в выражение (6) суммарного приращения длин отрезков S_H и S_B продолжения линии направляющих арматур, получим

$$\Delta S_B = \frac{w}{2 \cos \frac{\varphi}{2}} \quad \Delta S_H = -\frac{w}{2 \cos \frac{\varphi}{2}} \quad (30)$$

$$\Delta S_{HB} = \Delta S_B + \Delta S_H = 0. \quad (31)$$

При равных отрезках касательных S_t абсолютные величины приращения длин контакта L_H , L_B на арматурах равны приращениям длин продолжения направляющих арматур в точку их пересечения и равны

$$\frac{w}{2 \cos \frac{\varphi}{2}}. \quad (32)$$

Также

$$\Delta L_{BH} = \Delta L_H + \Delta L_B = 0. \quad (33)$$

Выражение (4) для вычисления радиуса кривизны профиля гофра РКО при перемещении поршня по оси Z приводится к виду

$$\rho(w) = \rho_0. \quad (34)$$

При перемещении направляющей арматуры по оси Z изменения величины радиуса кривизны профиля гофра РКО не происходит. Радиус гофра РКО есть величина постоянная.

Достаточно приложить линейку на расстоянии, равном радиусу кривизны параллельно направляющей арматуре, и провести прямую линию, чтобы получить совокупность радиусов кривизны профиля гофра РКО.

При $\rho = \text{const}$ длина профиля гофра РКО L_g есть величина постоянная, равная

$$L_g = \rho (\pi + \varphi). \quad (35)$$

Значения величин, получаемых с использованием выражений (28–35) при перемещении РКО диафрагменного типа с коническими направляющими арматурами по оси Z есть геометрические инварианты, значения которых остаются постоянными при перемещениях РКО по оси Z.

При $\varphi = 0$ из формул (28) следует

$$\beta = \frac{\pi}{2}, \quad \alpha = \frac{\pi}{2} \quad (36)$$

и

$$\alpha + \beta = \pi, \quad (37)$$

что соответствует цилиндрическим арматурам. Следовательно, цилиндрические направляющие арматуры, в соответствии с определением, являются пи арматурами.

Формулы для определения величины перекачивания профиля РКО по направляющим цилиндрическим арматурам приведены в [4].

Пример расчета ПА с пи арматурами.

Углы наклона внутренней и внешней направляющих арматур к оси X 80° и 100° . Длина профиля РКО 16 см.

Результаты расчета приведены в табл. 1, при перемещении ПА в положительном направлении по осям Z и X на 1 см, при различных сочетаниях перемещений u и w. Δw , Δu , Δwu — изменения параметров при перемещениях по соответствующим осям относительно начального положения.

Выводы

1. Получены аналитические формулы определения геометрии резинокордной оболочки диафрагменного типа в направляющих арматурах пневматического амортизатора с учетом исходной длины профиля оболочки при ее перемещении в плоскости осей X и Z.

2. На множестве направляющих арматур кожаных и поршня пневматического амортизатора с ре-

зинокордной оболочкой диафрагменного типа выделен тип направляющих арматур, в которых углы, образованные направляющими арматурами кожуха и поршня с осью X, в сумме равны 180° , или π .

Направляющие арматуры этого типа названы пи арматурами.

Конфигурация РКО в пи арматурах при перемещении РКО в составе ПА по оси Z обладает рядом геометрических инвариантов, значения которых остаются постоянными. Например, радиус кривизны, длина профиля гофра.

3. Цилиндрические направляющие арматуры пневматического амортизатора также относятся к пи арматурам.

Библиографический список

1. Трибельский, И. А. Расчетно-экспериментальные методы проектирования сложных резинокордных конструкций : моногр. / И. А. Трибельский, В. В. Шалай, А. В. Зубарев, М. И. Трибельский. — Омск : Изд-во ОмГТУ. — 2011. — 274 с.
2. Равкин, Г. О. Пневматическая подвеска автомобиля / Г. О. Равкин. — М., Машгиз, 1962. — 286 с.
3. Щепетков, В. А. Универсальное уравнение радиуса кривизны профиля гофра резинокордной оболочки пнев-

матического амортизатора / В. А. Щепетков, Е. С. Аникин, А. В. Зубарев, Ю. П. Комаров // Омский научный вестник. Сер. Машины, приборы и технологии. — 2014. — № 2 (130). — С. 126–129.

4 Глазкова, Е. Ю. Перекачивание профиля РКО по направляющим цилиндрическим арматурам / Е. Ю. Глазкова, В. А. Щепетков, А. В. Зубарев // Динамика систем, механизмов и машин : материалы IX Междунар. науч.-техн. конф. — Омск : Изд-во ОмГТУ. — 2014. — № 1. — С. 46–50.

КОНДЮРИН Алексей Юрьевич, заместитель генерального директора — директор опытного производства Научно-производственного предприятия «Прогресс», г. Омск.

ЗУБАРЕВ Александр Викторович, кандидат технических наук, генеральный директор Научно-производственного предприятия «Прогресс», г. Омск.

ЩЕПЕТКОВ Владимир Александрович, научный сотрудник Научно-производственного предприятия «Прогресс», г. Омск.

Адрес для переписки: otel2@progress-omsk.ru

Статья поступила в редакцию 23.09.2015 г.

© А. Ю. Кондюрин, А. В. Зубарев, В. А. Щепетков

УДК 621.512

Д. А. КУЗЕЕВА

Омский государственный
технический университет

РАЗРАБОТКА И ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ПОРШНЕВОЙ ГИБРИДНОЙ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ МАШИНЫ С ГАЗОВЫМ ОБЪЕМОМ НА ВСАСЫВАНИИ

В данной статье описывается новая конструкция поршневой гибридной энергетической машины с газовым объемом на всасывании, отмечаются задачи, которые необходимо решить для ее создания. Приводится конструкция экспериментального стенда с образцом агрегата, а также некоторые результаты поставленного эксперимента по проверке работоспособности.

Ключевые слова: насос-компрессор, охлаждение, жидкостная рубашка, поршневая машина.

Прикладные научные исследования проводятся при финансовой поддержке государства в лице Минобрнауки России. Уникальный идентификатор прикладных научных исследований RFMEFI57414X0068.

Введение. Охлаждение компримируемого газа является одним из основных путей повышения индикаторного к.п.д. и коэффициента подачи компрессора. При интенсивном охлаждении компримируемого газа процесс сжатия газа приближается к изотермическому, который позволяет обеспечить уменьшение технической работы при сжатии газа при отношении давлений нагнетания и всасывания $\varepsilon = 3$ на 17 % по сравнению с адиабатическим процессом сжатия, а при $\varepsilon = 5$ эта разница уже

составляет 27 % [1]. Для охлаждения поршневых компрессоров используется воздушное, водяное охлаждение и впрыск охлаждающей жидкости.

Вследствие того, что при впрыске жидкости создается развитая поверхность теплообмена и отсутствует термическое сопротивление, что ведет к увеличению коэффициента теплопередачи, можно считать, что впрыск жидкости обеспечивает самое интенсивное охлаждение сжимаемого газа [2]. Однако, несмотря на высокую эффективность

охлаждение компримируемого газа, охлаждение впрыском жидкости не получило широкого практического применения в поршневых компрессорах. Это, в первую очередь, обусловлено трудностями эксплуатационного характера: возможностью гидроудара; появлением отложений солей на поверхностях рабочих камер при впрыске воды; необходимостью установки дополнительного оборудования для впрыска и отделения охлаждающей жидкости.

Вследствие этого появилась идея пленочного охлаждения [3], которая затем переросла в идею создания поршневой гибридной энергетической машины, объединяющей функции компрессора и насоса объемного действия [4].

Несмотря на неоспоримые преимущества: интенсивное охлаждение цилиндра-поршневой группы, отсутствие утечек компримируемого газа, уменьшение работы сил трения в цилиндре-поршневой группе, конструкция насос-компрессора имеет и определенные недостатки, к которым можно отнести: усложнение конструкции компрессора и наличие жидкости, и её нагрев в компримируемом газе.

Вследствие этого появилась идея использовать разрежение на всасывании компрессора для прокачки жидкости через рубашечное пространство компрессора.

Ниже (рис. 1) изображена новая конструкция поршневой гибридной энергетической машины.

Описание принципа действия предлагаемого насос-компрессора и возможных его конструктивных схем.

Цилиндр компрессора имеет рубашечное пространство 1 (рис. 1). Нижняя часть рубашечного пространства 1 соединена с помощью трубопроводов 2 с источником жидкости 3. Верхняя часть 4 рубашечного пространства 1 соединена с помощью трубопровода 5 с атмосферой, а с помощью трубопровода 6 с рабочей полостью 8 поршневого компрессора.

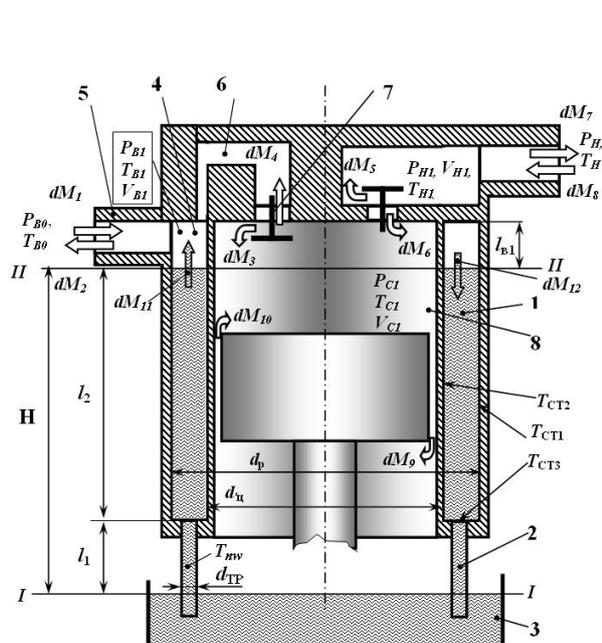


Рис. 1. Конструкция поршневой гибридной энергетической машины

Поршневой насос-компрессор работает следующим образом. Предположим, что поршень находится в верхней мертвой точке (ВМТ). При движении вниз (к НМТ) в рабочей полости 8 возникает разрежение. Газ из верхней части рубашечного пространства 4 начинает поступать через трубопровод 5 и всасывающий клапан 6 в рабочую полость 8. Вследствие этого, в газовой полости 4 рубашечного пространства 1 давление начинает уменьшаться. Это приводит к тому, что жидкость из емкости 3 по трубопроводам 2 начинает поступать в рубашечное пространство 1, уменьшая объем газовой полости 4. Одновременно с жидкостью в полость 4 начинает поступать газ по трубопроводу 5. Таким образом, к концу процесса всасывания жидкость совершит максимальный подъем вверх по рубашечному пространству. В конце процесса всасывания в начале процесса сжатия в рабочей полости 8 всасывающий клапан 7 закроется и газ перестанет поступать из полости 4 в полость 8. За счет натекания газа через трубопровод 6 и инерционного подъема жидкости давление в газовой полости 4 поднимется до атмосферного и движение жидкости в рубашечном пространстве прекратится.

При движении от НМТ к ВМТ в рабочей полости 8 начинаются процессы сжатия и нагнетания газа через нагнетательный клапан и трубопровод к потребителю. В это время жидкость под действием сил тяжести из рубашечного пространства 1 через трубопроводы 2 начнет стекать в источник жидкости 3.

Совершая вынужденное движение относительно стенок цилиндра компрессора, жидкость отводит теплоту сжатия и далее ее рассеивает в окружающую среду через стенки трубопроводов 2 и емкости 3. Для организации циркуляционного движения жидкости в трубопроводах 2 можно установить обратные клапаны (всасывающий и нагнетательный). Отвод теплоты от сжимаемого газа позволит приблизить процесс сжатия к изотермическому и,

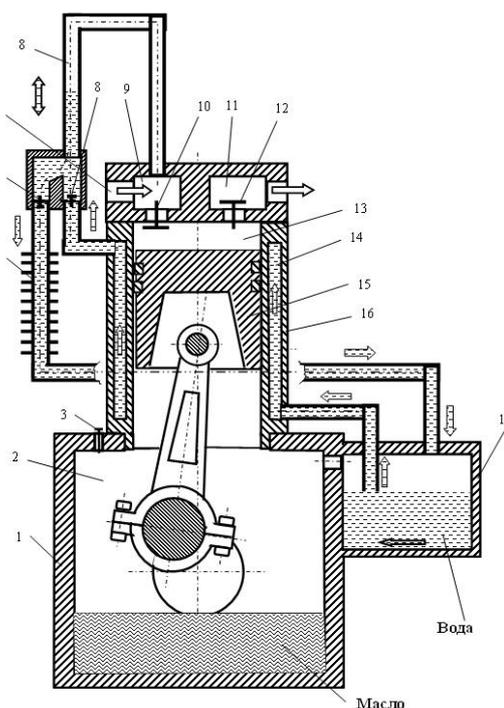


Рис. 2. Конструктивная схема экспериментального образца

следовательно, повысить индикаторный к.п.д. и коэффициент подачи компрессора.

Предложенная конструкция поршневой гибридной энергетической машины обладает явной новизной и позволяет организовать закрытую систему охлаждения компрессора без использования насоса, что существенно упрощает конструкцию компрессорной установки и уменьшает капитальные затраты на её изготовление.

Таким образом, для создания высокоэффективной гибридной энергетической машины необходимо решить комплекс задач, основными из которых являются:

1. Разработка математической модели рабочих процессов поршневой гибридной энергетической машины.

2. Разработка экспериментального образца поршневой гибридной энергетической машины и экспериментального стенда для её исследования.

3. Проведение экспериментальных исследований с целью получения эмпирических зависимостей, необходимых для разработки математической модели рабочих процессов, и проведение верификации математической модели.

4. Проведение параметрического анализа с целью выявления влияния основных конструктивных и эксплуатационных параметров на рабочие процессы и интегральные характеристики исследуемого устройства и выдача рекомендаций по проектированию.

Необходимо отметить, что основным этапом из перечисленных выше является этап № 2, т.к. он доказывает в принципе работоспособность впервые создаваемого устройства и дает необходимую информацию для разработки математической модели рабочих процессов.

Экспериментальный стенд и экспериментальный образец поршневой гибридной энергетической машины с газовым объемом на всасывании.

Конструктивная схема экспериментального образца представлена на рис. 2. На конструктивной схеме изображена поршневая машина, содержащая цилиндр (16) с жидкостной рубашкой (14), установленный на частично заполненном жидкостью картере (1) с механизмом привода, соединенным с поршнем (15), рабочую полость (13), полости всасывания (9) и нагнетания (11), всасывающий клапан (10) и нагнетательный клапан (12). Рубашка (14) соединена с гидробаком (17) через обратные клапаны (5) и (8). Нижняя часть цилиндра (16) образует с картером (1) общий объем (2), который соединен с атмосферой через предохранительный клапан (3), и напрямую с гидробаком.

При возвратно-поступательном движении поршня (15), газ всасывается через клапан (10) в полость (13), сжимается в ней и подается потребителю через клапан (12). При ходе поршня (15) из положения ВМТ в положение НМТ в полости всасывания (9) возникает разрежение, а в объеме полости (2) создается давление выше атмосферного, на величину, обусловленную предохранительным клапаном (3). Под действием перепада давления между полостями 9 и 2, жидкость из гидробака (17) через рубашку охлаждения (14) и клапан (8) поднимается в индикаторную трубку (7).

При ходе поршня (15) из положения НМТ в положение ВМТ объем полости (2) увеличивается, и давление в ней падает ниже атмосферного, а давление в полости всасывания (9) увеличивается до атмосферного, и охлаждающая жидкость из бачка (17) через клапан (5) и теплообменник (4) сливается обратно в гидробак (17). В дальнейшем цикл работы повторяется.

Изменяя проходное сечение отверстия всасывания (6) можно изменять максимальное разрежение в полости всасывания (9) и изменять объем всасываемой жидкости в индикаторную трубку (7) за один ход поршня.

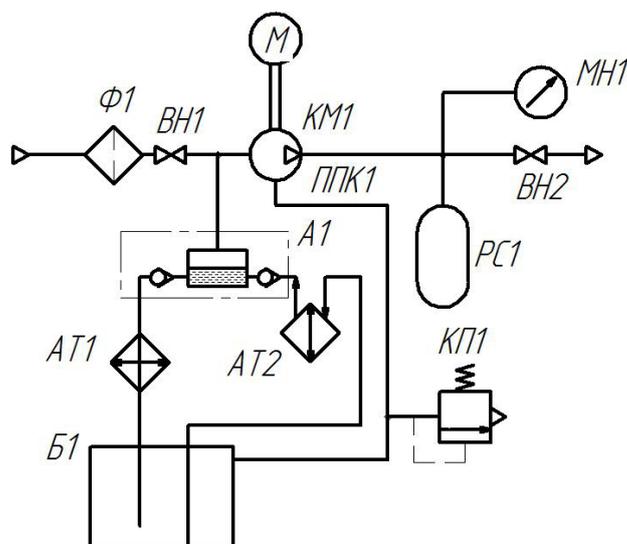


Рис. 3. Пневмогидравлическая схема экспериментального стенда

А1 — клапанный блок, АТ1 — аппарат теплообменный (змеевик), АТ2 — аппарат теплообменный (рубашка охлаждения цилиндра), Б1 — гидробак, ВН1 — вентиль, ВН2 — вентиль, КМ1 — компрессор поршневой, КП1 — пневмоклапан предохранительный, МН1 — манометр, РС1 — ресивер, Ф1 — фильтр воздушный, ППК1 — пневмоканал в газовую полость картера компрессора

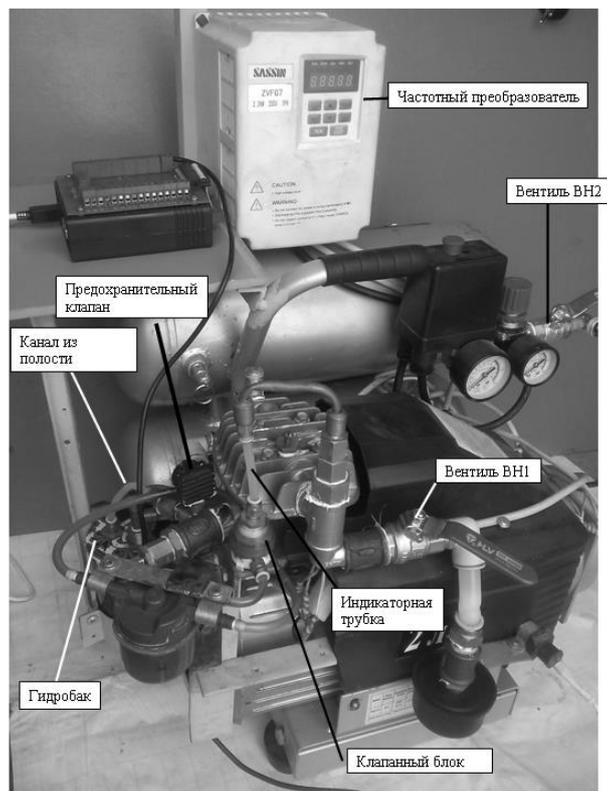


Рис. 4. Внешний вид экспериментального стенда

С целью проведения исследований был собран экспериментальный стенд на базе серийного поршневого компрессора QE AERO-16.

Основные характеристики компрессора:

- 1) тип компрессора — поршневой масляный;
- 2) тип привода — коаксиальный (с прямым приводом);
- 3) производительность на впуске — 200 л/мин;
- 4) рабочее давление — 8 бар;
- 5) диаметр поршня — 47 мм;
- 6) ход поршня — 38 мм.

Пневмогидравлическая схема экспериментального стенда и внешний вид стенда представлены на рис. 3, 4.

Стенд состоит из поршневого компрессора, вокруг цилиндра выполнена рубашка охлаждения, соединенная с гидробаком и всасывающим клапаном клапанного блока. Нагнетательный клапан клапанного блока соединен через теплообменник также с гидробаком. Газовая полость картера соединена с газовой полостью гидробака, и с атмосферой через предохранительный клапан. Клапанный блок представляет собой полость заполненную жидкостью с установленными в ней двумя клапанами, всасывающим и нагнетательным, установленными. Верхняя часть клапанного блока соединена с линией всасывания компрессора индикаторной трубкой, в которой проходит граница между жидкостью и газом. На входе в линию всасывания компрессора установлен вентиль, для изменения разрежения в индикаторной трубке. Для изменения частоты вращения компрессора использован частотный преобразователь, что позволило изменять обороты от минимально поддерживаемых двигателем до предусмотренных заводом-изготовителем (2800 об/мин).

Размеры основных элементов стенда:

1. Внутренний диаметр рубашки охлаждения — 70 мм.

2. Наружный диаметр рубашки охлаждения — 80 мм.

3. Высота рубашки охлаждения — 60 мм.

4. Размеры трубки от линии всасывания компрессора до клапанного блока системы охлаждения: длина — 260 мм, внутренний диаметр — 4 мм.

5. Размеры трубки от полости картера компрессора до гидробака системы охлаждения: длина — 100 мм, внутренний диаметр — 4 мм.

6. Размеры трубки от гидробака до рубашки охлаждения: длина — 280 мм, внутренний диаметр — 8 мм.

7. Размеры трубки от рубашки охлаждения до клапанного блока системы охлаждения: длина — 200 мм, внутренний диаметр — 4 мм.

8. Размеры трубки от клапанного блока системы охлаждения до гидробака: длина — 260 мм, внутренний диаметр — 4 мм.

9. Диаметр проходного сечения клапанов системы охлаждения — 3 мм.

Результаты экспериментальных исследований.

Были проведены эксперименты по проверке работоспособности предлагаемого технического решения и определению диапазона его рабочих параметров. В результате проведенных экспериментов были получены зависимость расхода жидкости в системе охлаждения от давления нагнетания компрессора (рис. 5), а также зависимость расхода от частоты вращения коленчатого вала компрессора (рис. 6).

После обработки экспериментальных данных было установлено, что с увеличением давления нагнетания компрессора наблюдается уменьшение расхода жидкости в охлаждающей системе (рис. 5), что связано с увеличением продолжительности процесса обратного расширения из мертвого пространства компрессорной полости. При увеличении частоты вращения коленчатого вала

Расход жидкости в системе охлаждения

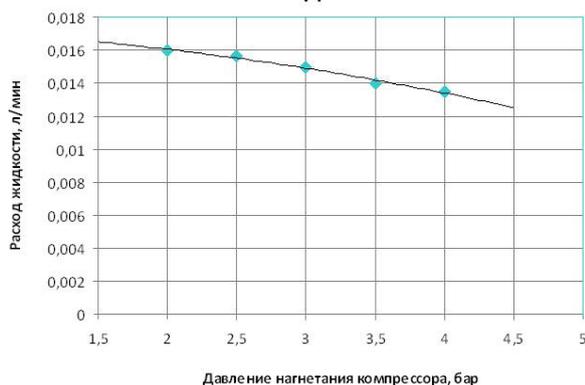


Рис. 5. Зависимость расхода жидкости в системе охлаждения от давления нагнетания компрессора

Расход жидкости в системе охлаждения

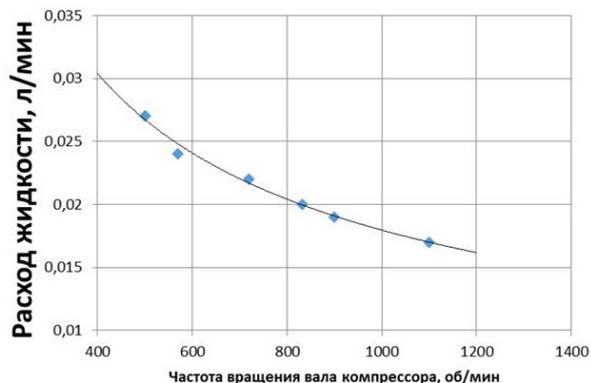


Рис. 6. Зависимость расхода жидкости в системе охлаждения от оборотов коленчатого вала

компрессора происходит снижение расхода жидкости в системе охлаждения (рис. 6). Данное явление обусловлено в первую очередь увеличением времени запаздывания открытия и закрытия запорных органов клапанного узла системы охлаждения.

Библиографический список

1. Щерба, В. Е. Насос-компрессоры. Рабочие процессы и основы проектирования / В. Е. Щерба, А. П. Болштынский, В. В. Шалай, Е. В. Ходорева. — М.: Машиностроение, 2013. — 388 с.
2. Щерба, В. Е. Рабочие процессы компрессоров объемно-го действия / В. Е. Щерба. — М.: Наука, 2008. — 319 с.
3. А. с. 1135923 СССР, МКИ F 04 C 18/356, Г 04 С 29/04. Ротационный компрессор / В. Е. Щерба, А. Н. Кабаков,

В. Л. Юша, А. П. Болштынский (СССР). — № 361012/25-06 ; заявл. 29.06.83 ; опубл. 23.01.85, Бюл. № 3. — 4 с.

4. Пат. 118371 РФ, МПК F 04 В 19/06. Поршневой насос-компрессор / Болштынский А. П., Щерба В. Е., Нестеренко Г. А., Виниченко В. С. [и др.] ; заявитель и патентообладатель Омский гос. техн. ун-тет. — № 20121077932/06 ; заявл. 01.03.12 ; опубл. 20.07.12, Бюл. № 20. — 5 с.

КУЗЕЕВА Диана Анатольевна, аспирантка, старший преподаватель кафедры гидромеханики и транспортных машин.

Адрес для переписки: kda55@list.ru

Статья поступила в редакцию 09.09.2015 г.

© Д. А. Кузеева

Книжная полка

621.9-229/Б71

Блюменштейн, В. Ю. Проектирование технологической оснастки : учеб. пособие для вузов по направлению подгот. дипломир. специалистов «Конструкторско-технологическое обеспечение машиностроительных производств» / В. Ю. Блюменштейн, А. А. Клепцов. — 3-е изд., стер. — СПб.: Лань, 2014. — 219 с.

Дана классификация и изложена методика проектирования приспособлений. Особое внимание уделено системам технологической оснастки. Рассмотрены схемы установки заготовок, методики выбора и расчетов основных типов приспособлений. Приведены примеры типовых конструкций станочных приспособлений.

Учебное пособие предназначено для студентов вузов, обучающихся по направлению подготовки «Машиностроение» всех форм обучения, аспирантов и специалистов, занимающихся проектированием технологической оснастки.

621.791/Е70

Еремин, Е. Н. Газовая сварка : учеб. пособие для вузов по направлению подгот. 150301 (150700.62) «Машиностроение» и специальности 150501 (151701.65) «Проектирование технологических машин и комплексов» / Е. Н. Еремин, Ю. А. Филиппов. — Омск : Изд-во ОмГТУ, 2015. — 187 с.

Рассмотрены сущность и особенности газокислородной сварки. Приведены сведения о применяемых сварочных материалах, оборудовании и аппаратуре. Показаны способы и приемы выполнения различных видов сварных соединений. Изложены вопросы технологии и техники сварки углеродистых и легированных сталей, чугуна, цветных металлов и сплавов.

Предназначено для студентов бакалавриата, обучающихся по направлению подготовки 150301 (150700.62) «Машиностроение» и специальности 150501 (151701.65) «Проектирование технологических машин и комплексов», а также может быть полезно инженерам и специалистам, занятым в сварочном производстве.

РАЗРАБОТКА И ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ СИСТЕМЫ ОХЛАЖДЕНИЯ ПОРШНЕВОГО КОМПРЕССОРА, ОСНОВАННОЙ НА КОЛЕБАТЕЛЬНЫХ ЯВЛЕНИЯХ ГАЗА В ЛИНИИ НАГНЕТАНИЯ

В работе проводится анализ существующих систем охлаждения компрессоров объемного действия. Предлагается новая система охлаждения, основанная на колебательных явлениях газа в линии нагнетания. Описывается экспериментальный стенд для данной системы и приводятся результаты проведенных экспериментов.

Ключевые слова: поршневой компрессор, система охлаждения, экспериментальное исследование.

Прикладные научные исследования проводятся при финансовой поддержке государства в лице Минобрнауки России. Уникальный идентификатор прикладных научных исследований RFMEFI57414X0068.

Введение. Одним из основных способов повышения экономических показателей компрессорных установок является приближение процесса сжатия газа к изотермическому, что достигается охлаждением компримируемого газа. В связи с этим, по виду теплоносителя, различают два типа охлаждения компрессорных машин: воздушное и жидкостное. Системы воздушного охлаждения компрессоров весьма просты и надежны, они в сравнении с жидкостными, не требуют подготовки к использованию теплоносителя, отводящего теплоту от элементов компрессора, и имеют большой ресурс работы. Однако, несмотря на достоинства воздушных систем охлаждения, они имеют существенные недостатки. Как известно, воздух, являющийся теплоносителем данных систем, имеет весьма низкое значение коэффициента теплоотдачи, поэтому для достаточно эффективной работы воздушной системы охлаждения требуется высокое значение скорости воздуха, что является не всегда приемлемым, а в ряде случаев вообще невозможным. Работа вентиляторов воздушных систем охлаждения сопровождается высокими шумовыми характеристиками, что накладывает существенное ограничение на использование данных систем. Исходя из вышеприведенных недостатков, воздушные системы охлаждения получили большое распространение в компрессорных машинах малой производительности, и прежде всего в бытовых компрессорах.

Жидкостные системы охлаждения получили широкое использование в компрессорных установках средней и большой производительности. Использование данных систем в компрессорах средней и большой производительности связано с высокой эффективностью их работы, которая обусловлена большим значением коэффициента теплоотдачи

применяемых жидкостей в несколько раз превышающих коэффициент теплоотдачи воздуха. По типу — жидкостные системы охлаждения компрессоров подразделяются на рекуперативные и смешительные (впрыск охлаждающей жидкости). По некоторым данным, впрыск жидкости в камеру сжатия (смесительная охлаждающая система) позволяет увеличить производительность компрессора на 3–5 % и повысить экономичность последнего на 10–12 % [1]. Однако существенными недостатками впрыска являются: возможность возникновения гидродара в рабочей камере компрессора, что приводит к разрушению компрессора; и высокие затраты энергии на распыл и отделение охлаждающей жидкости. В связи с вышеприведенными недостатками смешительные охлаждающие системы (впрыск охлаждающей жидкости камеру сжатия) в поршневых компрессорах широкого применения не нашли.

В отличие от смешительных систем, рекуперативные системы охлаждения поршневых компрессоров отличаются разнообразием их организации. В общем случае, различают открытые и закрытые жидкостные системы охлаждения. В открытых системах подача охлаждающей жидкости к цилиндрам компрессора осуществляется по открытому контуру, в котором вода (в данных системах только вода используется в качестве охлаждающей жидкости) непосредственно контактирует в теплообменном аппарате (градирне) с окружающим воздухом. Основное достоинство таких систем заключается в высоком коэффициенте теплоотдачи со стороны воды. К основным недостаткам открытых жидкостных систем охлаждения следует отнести: высокую стоимость охлаждающей воды и нестабильность характеристик работы компрессора, которая обусловлена тем, что в процессе работы системы

происходит отложение солей в элементах системы охлаждения (рубашки охлаждения, трубопроводы). В связи с этим с течением времени ухудшаются эксплуатационные характеристики компрессора (по некоторым данным в период 2–5 лет наблюдается снижение производительности компрессора на 25–30 %) [2, 3]. Исходя из рассмотренных недостатков открытых систем охлаждения, в настоящее время является актуальным отказ от данных систем охлаждения компрессорных установок в пользу более рациональных схем. Более рациональными в данном случае являются закрытые системы жидкостного охлаждения. В отличие от открытых систем они позволяют использовать в качестве теплоносителя любую жидкость (например, антифризы), что продлевает срок службы компрессорной установки в целом и обеспечивает стабильную работу последней. Также благодаря закрытому контуру данных систем появляется возможность использования теплоты, выделяемой при сжатии газа.

Классическая система жидкостного охлаждения с закрытым контуром включает в себя: циркуляционный насос, теплообменник, полости в цилиндрах для прохода в них жидкости (рубашки охлаждения), систему трубопроводов. Следует отметить, что на сегодняшний день существуют модернизации вышеприведенной системы, так, например, одним из способов улучшения эффективности данной системы является использование не только рубашек охлаждения цилиндра, но и системы каналов для охлаждающей жидкости расположенных в клапанной коробке [4]. Приведенные выше рассуждения позволяют утверждать, что рекуперативные закрытые жидкостные системы охлаждения, применяемые в компрессорах, являются в настоящее время одними из самых привлекательных.

Большинство применяемых в компрессорных установках жидкостных систем охлаждения включает в свой состав циркуляционный насос, обычно центробежного типа. Обычно насосы систем охлаждения имеют отдельный привод, что существенно ухудшает массогабаритные показатели компрессорной установки.

На сегодняшний день в литературной [5] и патентной документации [6, 7] представлено большое количество разнообразных конструктивных решений, так называемых насос-компрессоров, или, по-другому, гибридных энергетических машин

объемного действия. Следует заметить, что данные машины обладают расширенным функционалом, а точнее, способностями выполнять либо отдельно функции компрессора или насоса, либо совместно выполнять вышеприведенные функции. Исходя из возможности выполнения насос-компрессором функций насоса при работе его компрессорной части, насосную часть агрегата можно использовать в качестве источника циркуляционного движения жидкости в системе охлаждения данного гибрида [8]. Данное обстоятельство, позволяет получить компрессорную установку для производства сжатого газа с меньшими массогабаритными параметрами, нежели компрессор, имеющий отдельную насосную станцию.

Ниже (рис. 1) приведен один из возможных вариантов поршневой гибридной энергетической машины с замкнутой охлаждающей системой. Как отмечают авторы [8], работа данной машины достаточно экономична, и значения объемного КПД компрессорной полости сопоставимы со значениями объемного КПД компрессоров с общеизвестной жидкостной системой охлаждения с центробежным циркуляционным насосом. Однако, несмотря на высокую эффективность работы данной системы охлаждения, последняя накладывает существенное ограничение на производительность компрессорной части машины. Данное явление обусловлено ограничением частоты вращения коленчатого вала, которая, в свою очередь, ограничивается кавитационным запасом насосной части машины. Следует заметить, что частота вращения коленчатого вала у данной машины составляет не более 600 об/мин, тогда как у поршневых компрессоров с параметрами представленной исследованной машины (ход поршня 45 мм, диаметр цилиндра 40 мм, диаметр штока 30 мм) частота вращения приводного вала находится в пределах 1500–2000 об/мин [8]. В данной связи применение рассмотренных систем охлаждения возможно только в тихоходных компрессорных установках.

Экспериментальное исследование. Учитывая особенности работы поршневого компрессора (периодичность рабочих процессов), в нагнетательном трубопроводе возникают колебания давления, причем данные колебания носят периодичный характер. Периодичное вначале повышение (процесс сжатия-нагнетания), а затем понижение давления

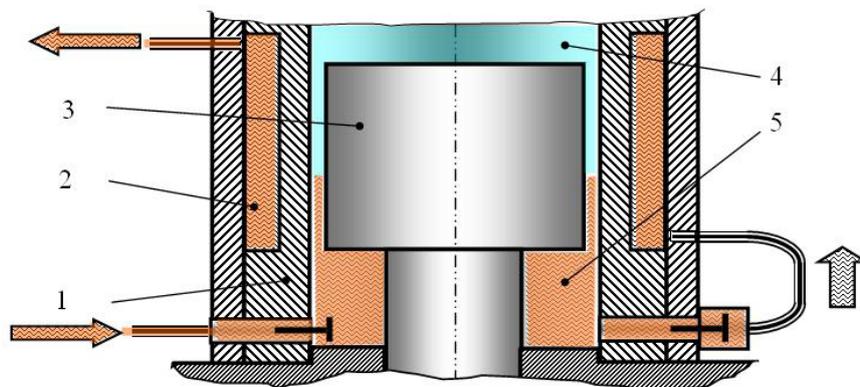


Рис. 1. Принципиальная схема поршневой гибридной энергетической машины с замкнутой охлаждающей системой:

1. Цилиндр. 2. Охлаждающая рубашка. 3. Поршень. 4. Газовая полость.
5. Жидкостная полость

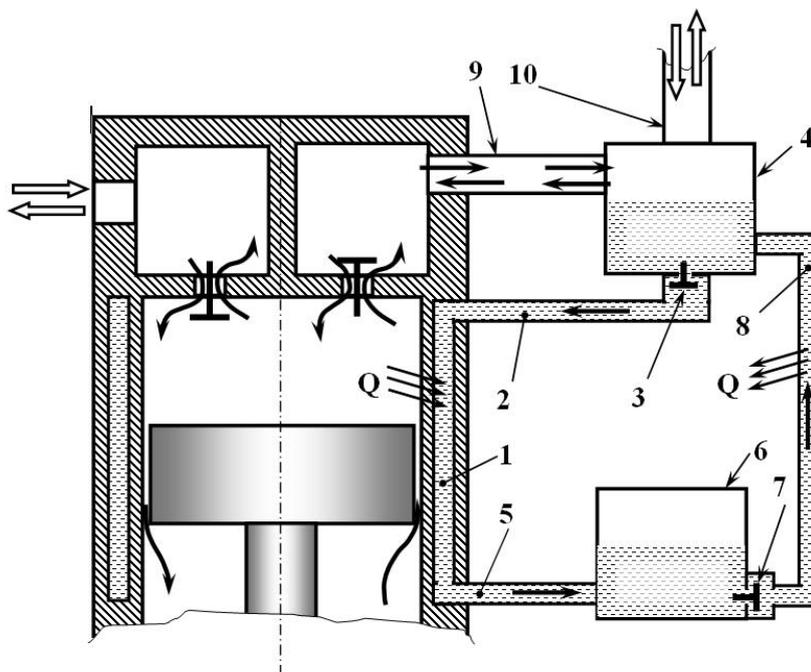


Рис. 2. Принципиальная схема поршневого компрессора с жидкостным охлаждением на основе использования колебаний давления газа на нагнетании

(процесс расширения-всасывания) также присуще поршневому насосу. Таким образом, колебательные процессы в нагнетательной линии компрессора, возможно, использовать для, например, циркуляции жидкости в системе охлаждения. Для использования данных особенностей работы поршневого компрессора была предложена следующая схема работы системы охлаждения (рис. 2).

Система жидкостного охлаждения поршневого компрессора включает в себя рубашку охлаждения поршневого компрессора 1, трубопровод 2 с установленным в нем обратным клапаном 3, соединяет жидкостную часть ресивера 4 с рубашечным пространством 1 поршневого компрессора. Жидкость из нижней части рубашечного пространства по трубопроводу 5 подается в ресивер 6. Из ресивера 6 жидкость через обратный клапан 7 и оребренный трубопровод 8 подается в ресивер 4. Газовая часть ресивера 4 соединена через трубопровод 9 с полостью нагнетания поршневого компрессора, а с помощью трубопровода 10 с потребителем. Данная система жидкостного охлаждения работает следующим образом. При работе поршневого компрессора газ из рабочей полости через нагнетательный клапан поступает в полость нагнетания, повышая в ней давление. В результате избыточного давления газ из полости нагнетания по трубопроводу 9 поступает в верхнюю часть ресивера 4 и давление в нем начинает повышаться. Избыточное давление Δp оказывает воздействие на жидкость, размещенную в нижней части ресивера 4. Жидкость, под действием избыточного давления, открывает клапан 3 и по трубопроводу 2 начинает поступать в верхнюю часть рубашечного пространства 1. Учитывая слабую сжимаемость жидкости, из нижней части рубашечного пространства жидкость по трубопроводу 5 начинает поступать в нижнюю часть ресивера 6, сжимая находящийся в верхней части ресивера 6 газ. Под действием избыточного давления газ из ресивера 4 поступает к потребителю по трубопроводу 10. Давление в ресивере 4 начинает уменьшаться.

Кроме того, уменьшению давления газа в ресивере 4 способствует увеличение его объема за счет уменьшения количества жидкости в нем. Вследствие этого, под действием избыточного перепада давления, образовавшегося между ресиверами 6 и 4, жидкость открывает клапан 3 (при этом клапан 7 закрывается) и через оребренный трубопровод 8 поступает в ресивер 4, повышая в нем давление, а давление в ресивере 6, естественно, уменьшается. В дальнейшем описанные процессы повторяются. Теплота сжатия и работа сил трения отводятся от компрессора и рассеиваются в окружающую среду через поверхность оребренного трубопровода 8 и поверхность ресиверов 4 и 6.

Необходимо отметить, что в предлагаемой системе отсутствует циркуляционный насос с приводом, которые усложняют и удорожают систему. Также необходимо отметить, что данная система достаточно проста в плане организации и, по сути дела, такой системой может быть оснащен любой поршневой компрессор, ранее имевший жидкостную систему охлаждения.

Обзор современной литературы позволил сделать вывод, что рационального использования колебательных явлений газа (колебания давлений) в нагнетательном трубопроводе поршневого компрессора на основе которых предложена рассмотренная выше система охлаждения, ранее не применялось и энергия колебаний давления газа в основном рассеивалась в атмосферу, причем с использованием зачастую громоздкой гасящей акустической аппаратуры. К тому же энергия колебаний давления газа ранее не рассматривалась в роли источника циркуляции жидкости для охлаждающей системы поршневого компрессора. В этой связи также полностью отсутствуют теоретические сведения о работе системы жидкостного охлаждения компрессора на основе колебательных явлений газа на нагнетании. Это затрудняет разработку и исследование, а также определение рациональных параметров для вышеприведенных систем охлаждения.

Исходя из вышесказанного, целью данной работы является исследование рабочих процессов системы охлаждения поршневого компрессора, основанной на колебаниях давления газа в нагнетательной линии компрессора и разработка конструктивного решения для данной системы.

Для достижения данной цели необходимо решение следующих задач:

1. Разработать комплексную математическую модель рабочих процессов, протекающих в газовых полостях постоянного и переменного объема поршневого компрессора, нагнетательного трубопровода, а также в объемах жидкостной системы охлаждения.

2. Провести комплекс экспериментальных исследований, направленных на оценку работоспособности разрабатываемой системы охлаждения, и верификацию разработанной математической модели.

3. Создать экспериментальную компрессорную установку с размещенной в ней разрабатываемой системой охлаждения для проведения необходимых исследований.

4. Провести параметрический анализ влияния основных геометрических и эксплуатационных параметров предлагаемой системы жидкостного охлаждения на экономичность и эффективность работы поршневого компрессора.

Анализируя вышеприведенные задачи по исследованию предлагаемой системы охлаждения, стоит заметить, что наиболее трудоемкой и затратной из задач является экспериментальное исследование данной системы, для проведения которого требуется создание и введение в эксплуатацию стенда, позволяющего изучать поведения данного объекта при требуемых режимах его работы. Исходя из установленных выше требований к экспериментальному стенду, был разработан и реализован стенд для исследования характеристик жидкостной охлаждающей системы, основанной на использовании явлений колебаний давления газа на нагнетании. Конструктивная схема, на основании которой разрабатывался стенд, представлена на рис. 3.

Экспериментальный стенд создан на базе серийного компрессора.

Кривошипно-шатунный механизм компрессора приводится в действие электрическим двигателем мощностью 1,6 кВт и частотой вращения, равной 2700 об/мин. Для изменения частоты вращения коленчатого вала кривошипно-шатунного механизма использовался частотный преобразователь фирмы Sassin. Электродвигатель был подключен по трехфазной схеме подключения. Частота вращения коленчатого вала измерялась индукционным датчиком фирмы Aisin, закрепленным на корпусе компрессора.

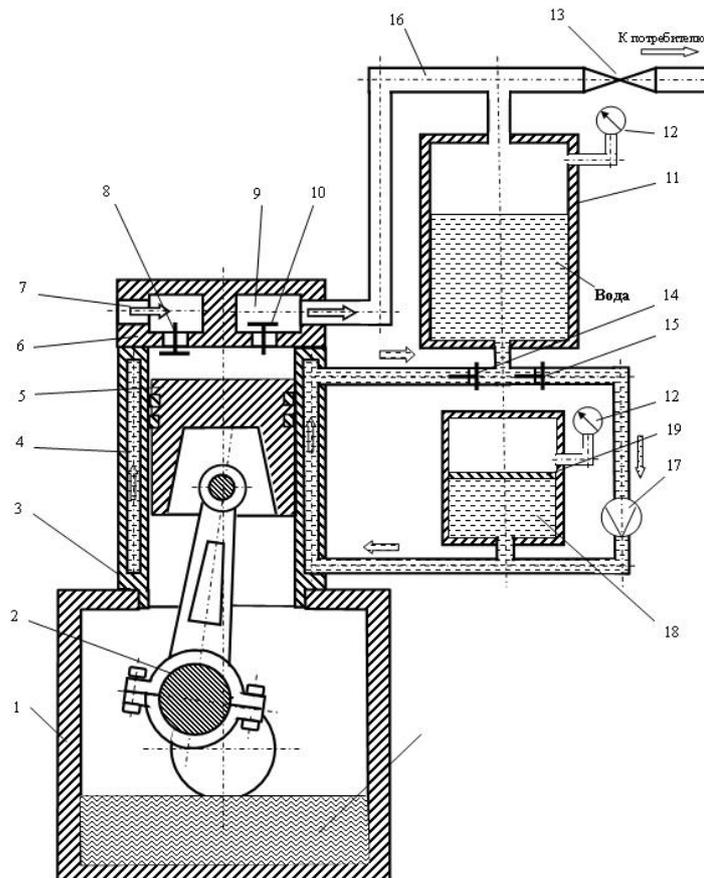


Рис. 3. Конструктивная схема поршневого компрессора с жидкостным охлаждением

на основе использования колебаний давления газа на нагнетании:
 1. Картер. 2. Кривошипно-шатунный механизм. 3. Цилиндр. 4. Рубашка охлаждения. 5. Поршень. 6. Клапанная плита. 7. Полость всасывания. 8. Всасывающий клапан. 9. Полость нагнетания. 10. Нагнетательный клапан. 11. Гидробак. 12. Манометр. 13. Вентиль. 14, 15. Обратные клапана. 16. Нагнетающий трубопровод. 17. Расходомер с датчиком температуры жидкости. 18. Гидроаккумулятор. 19. Разделительный поршень

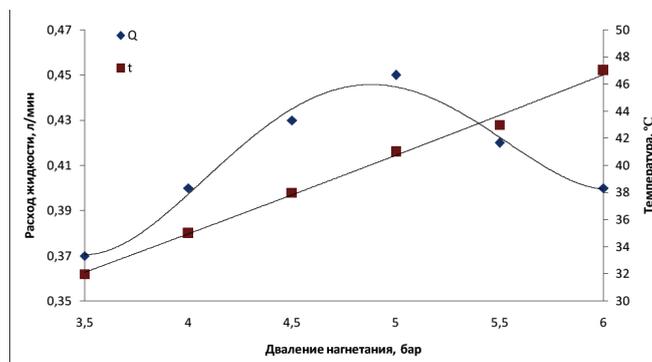


Рис. 4. Зависимости расхода и температуры охлаждающей жидкости от давления нагнетания компрессора

Измерение давления нагнетания производилось стрелочным манометром (12) с диапазоном измерения от 0 до 15 бар, с классом точности 1. Регулирование давления нагнетания производилось вентилем (13).

Расход жидкости и ее температуру измеряли с помощью расходомера PFM710-01-A (17) фирмы SMC, диапазон измерений расхода от 0,2 до 10 л/мин, температуры от 0 °C до 50 °C. Погрешность измерений расхода жидкости составляет $\pm 3\%$, температуры жидкости $\pm 5\%$.

В качестве обратных клапанов (14,15) использовались серийные жидкостные обратные клапаны фирмы Bugatti серии 191 с проходным сечением $\frac{1}{2}$ " и пластиковым (полиамидным) запорным органом (затвором) с конической формы тарелки. Диаметр проходного отверстия в седле 12 мм, жесткость пружины 4 г/мм, величина предварительного натяжения 3 мм, масса пластикового запорного органа 2,4 г, его ход до ограничителя подъема 4 мм.

Поршневой компрессор и разработанная система охлаждения, входящие в состав стенда, имеют следующие параметры (рис. 3):

- сжимаемый газ — воздух;
 - охлаждающая жидкость — вода;
 - диаметр поршня — 0,042 м;
 - ход поршня — 0,038 м;
 - длина поршня — 0,060 м;
 - диаметр полости нагнетания — 0,02 м;
 - длина полости нагнетания — 0,02 м;
 - внутренний диаметр нагнетательного трубопровода 16 — 0,012 м;
 - внешний диаметр нагнетательного трубопровода 16 — 0,014 м;
 - внутренний диаметр гидробака 11 — 0,062 м;
 - высота гидробака 11 — 0,12 м;
 - длина рубашечного пространства 4 — 0,1 м;
 - эквивалентный диаметр рубашечного пространства 4 — 0,02 м;
 - диаметр гидроаккумулятора 18 — 0,062 м;
 - высота гидроаккумулятора 18 — 0,12 м;
 - внутренний диаметр вентиля 13 — от 0,001 до 0,023 м;
 - диаметр запорного органа клапана 14 — 0,012 м;
 - высота подъема запорного органа клапана 14 — 0,004 м;
 - диаметр запорного органа клапана 15 — 0,012 м;
 - высота подъема запорного органа клапана 15 — 0,003 м;
 - давление всасывания компрессора — 0,1 МПа.
- Диаметры и длины соединительных трубопроводов системы имеют следующие значения (рис. 2):

- диаметр трубопровода 2 — 0,008 м;
- длина трубопровода 2 — 0,1 м;
- диаметр трубопровода 5 — 0,008 м;
- длина трубопровода 5 — 0,011 м;
- диаметр трубопровода 8 — 0,008 м;
- длина трубопровода 8 — 0,25 м;

Результаты экспериментальных исследований и их анализ. Пробные пуски экспериментального стенда показали достаточно уверенную работу системы охлаждения. Так, в диапазоне давлений нагнетания компрессора 3,5–5 бар, мгновенный расход жидкости в системе охлаждения увеличился от 0,37 до 0,45 л/мин соответственно. Далее с увеличением давления нагнетания компрессора наблюдалось снижение мгновенного расхода жидкости, который при достижении давления в 6 бар составил 0,39 л/мин. На рис. 4 представлены зависимости расхода охлаждающей жидкости и ее температуры от давления нагнетания компрессора. Из графиков видно, что при увеличении давления нагнетания увеличивается температура в диапазоне от 33 до 47 °C. Данная зависимость близка к линейной. Увеличение температуры охлаждающей жидкости, в данном случае, объясняется увеличением температуры в полости компрессора за счет сжатия газа до более высоких значений давлений с выделением большего количества теплоты.

Зависимость расхода охлаждающей жидкости от давления нагнетания компрессора имеет характер, близкий к параболическому. Значение расхода в интервале давлений 3,5–5 бар увеличивается, а при дальнейшем увеличении давления наблюдается снижение расхода. Уменьшение расхода охлаждающей жидкости обусловлено уменьшением подачи компрессора вследствие того, что уменьшается объемный коэффициент при увеличении отношения давлений нагнетания к всасыванию ϵ . Уменьшение подачи компрессора приводит к уменьшению амплитуды колебаний давления в ресивере 11, а это, в свою очередь, приводит к уменьшению расхода охлаждающей жидкости в системе.

Библиографический список

1. Щерба, В. Е. Рабочие процессы компрессоров объемного действия / В. Е. Щерба. — М. : Наука, 2008. — 319 с.
2. Берман, Я. А. Системы охлаждения компрессорных установок / Я. А. Берман. — Л. : Машиностроение. Ленингр. отделение, 1984. — 288 с.
3. Горбушкин, Ю. В. Системы охлаждения компрессорных установок : метод. указ. / Ю. В. Горбушкин, А. С. Горшенин. — Самара : СамГТУ, 2008. — 16 с.

4. Пат. 2429378 РФ, МПК F 04 В 39/06. Поршневой компрессор с водяным охлаждением / Хартль Михаэль (DE), Прель Герхард (DE), Вайссе Дитер (DE); заявитель и патентообладатель Кнорр бремзе зюстеме фюр шиненфарцойге гмбх (DE), Кнорр бремзе зюстеме фюр нутцфарцойге гмбх (DE). — № 2008128464/06; заявл. 13.12.06; опубл. 20.09.11, Бюл. № 26. — 5 с.

5. Щерба, В. Е. Насос-компрессоры. Рабочие процессы и основы проектирования / В. Е. Щерба, А. П. Болштянский, В. В. Шалай, А. В. Ходорева. — М.: Машиностроение, 2013. — 388 с.

6. Пат. 118371 РФ, МПК F 04 В 19/06. Поршневой насос-компрессор / Болштянский А. П., Щерба В. Е., Нестеренко Г. А., Виниченко В. С. [и др.]; заявитель и патентообладатель Омский гос. техн. ун-тет. — № 20121077932/06; заявл. 01.03.12; опубл. 20.07.12, Бюл. № 20. — 5 с.

7. Пат. 2518796 РФ, МПК F 04 В 19/06. Машина объёмного действия / Болштянский А. П., Щерба В. Е., Виниченко В. С.;

заявитель и патентообладатель Омский гос. техн. ун-т. — № 2013100631/06; заявл. 09.01.13; опубл. 10.06.14, Бюл. № 18. — 5 с.

8. Виниченко, В. С. Исследование рабочих процессов и создание конструкции газожидкостного агрегата с гладким и профилированным поршневым бесконтактным уплотнением: дис. ... канд. техн. наук / В. С. Виниченко. — Омск: Изд-во ОмГТУ, 2014. — 201 с.

ЛОБОВ Игорь Эдуардович, соискатель по кафедре гидромеханики и транспортных машин Омского государственного технического университета; генеральный директор ОАО «Омсктрансмаш». Адрес для переписки: grigorev.84@list.ru

Статья поступила в редакцию 09.09.2015 г.
© И. Э. Лобов

УДК 621:519.23

Л. Д. МАЛАЯ

Омский государственный
технический университет

МЕТОДИКА ПРИГОДНОСТИ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ПРОЦЕССА ПРИ КОНТРОЛЕ ПО КОЛИЧЕСТВЕННОМУ ПРИЗНАКУ

Статья посвящена статистическому анализу технологических процессов. Рассмотрены гипотезы статистического распределения с определением моментов распределения и критерия Пирсона, доказана нормальность распределения. Проведен эксперимент с последующим анализом групп данных. Проведено определение пригодности и воспроизводимости.

Ключевые слова: статистическое распределение, технологический процесс, критерий Пирсона, пригодность, воспроизводимость.

Для обеспечения высокого уровня качества и конкурентоспособности оборонной продукции, а также для выполнения в срок государственного оборонного заказа необходимо обеспечить стабильность технологических процессов производства и снижение их изменчивости.

В настоящее время на большинстве предприятий оборонно-промышленного комплекса внедрена, сертифицирована, успешно функционирует и постоянно совершенствуется система менеджмента качества на соответствие требованиям ГОСТ РВ 0015–002–2012 [1] и ГОСТ ISO 9001–2011 [2]. С целью выполнения требований данных стандартов необходимо использовать статистические методы управления качеством продукции и процессов производства.

Использование статистических методов помогает в понимании причины изменчивости и, следовательно, помогает организации в решении проблем и повышении результативности и эффективности производства. Изменчивость можно наблюдать в ходе и в результатах многих видов деятельности, даже в условиях очевидной стабильности. Применение статистических методов помогает измерять,

описывать, анализировать, интерпретировать и моделировать такую изменчивость, даже при относительно ограниченном количестве полученных данных. Статистический анализ таких данных может помочь понять природу, масштаб и причины изменчивости, способствуя решению и даже предупреждению проблем, которые могут быть результатом такой изменчивости, а также постоянному улучшению.

В связи с этим на ОАО «ОмПО «Иртыш» была разработана «Методика пригодности технологического процесса при контроле по количественному признаку». Данная методика позволяет проверить гипотезу о нормальном распределении, установить статистическую управляемость технологических процессов, определить причины дефектов, определить индексы воспроизводимости и пригодности процессов (рис. 1, 2).

Данная методика разработана и применена для определения линейных размеров детали. В качестве примера представлены данные по определению линейных размеров радиатора радиопередаточного устройства. По результатам операции сверления отверстия $\varnothing 2,54^{+0,1}$ в течение четырех дней было



Рис. 1. Структура методики

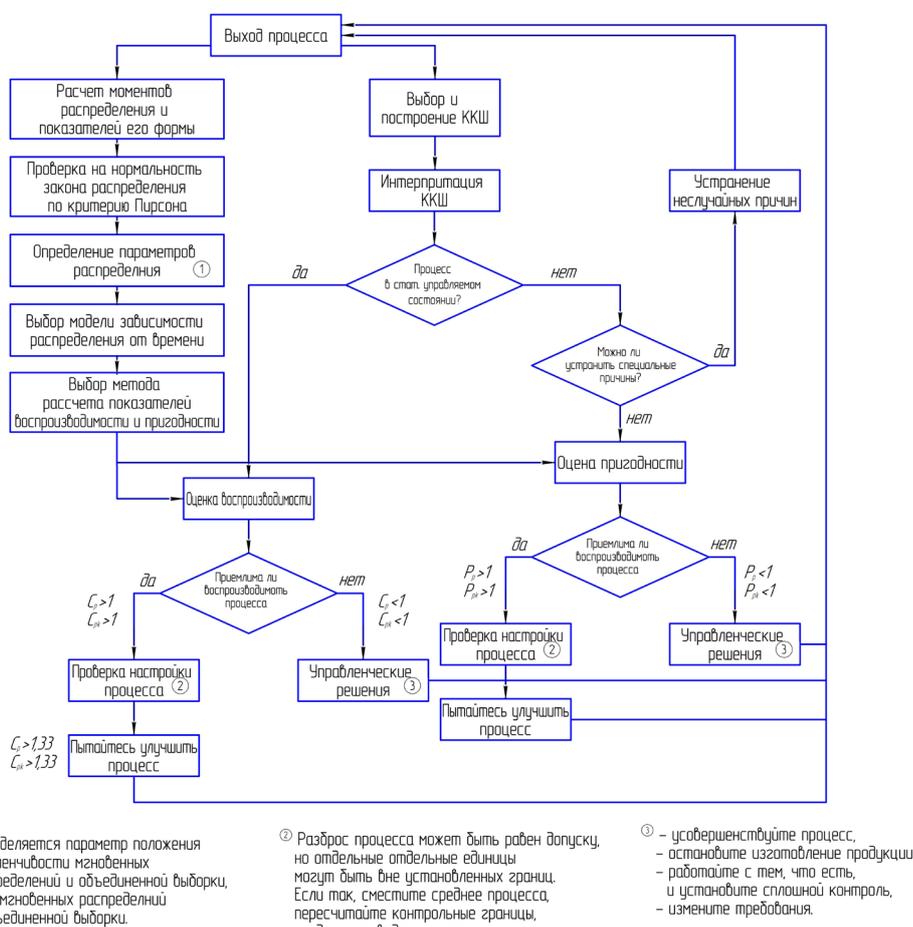


Рис. 2. Блок-схема использования методики

получено $n = 200$ значений, по $n = 50$ каждый день (табл. 1). Значения были получены при помощи штангенциркуля электронного ШЦЦ-2-250-0,01 ГОСТ 166 [3].

По ежедневным результатам наблюдений были рассчитаны моменты распределения и показатели его формы для каждого дня и для объединенной выборки (табл. 2) [4, 5].

Оценка существенности показателя асимметрии и эксцесса дается с помощью двукратных средних квадратических отклонений асимметрии и эксцесса

$$\sigma_{A_s} = \sqrt{\frac{6 \cdot (n-1) \cdot n}{(n-2) \cdot (n+1) \cdot (n+3)}}; \quad (1)$$

$$\sigma_{E_x} = \sqrt{\frac{24n \cdot (n-1)^2}{(n-3) \cdot (n-2) \cdot (n+3) \cdot (n+5)}}. \quad (2)$$

Для исследуемого процесса были рассчитаны данные показатели и дана их оценка (табл. 3).

Поскольку во всех случаях $|A_s|/\sigma_{A_s} < 3$ и $|E_x|/\sigma_{E_x} < 3$, то асимметрия и эксцесс не суще-

Таблица 1

Результаты измерений отверстия $\varnothing 2,54^{+0,1}$ по результатам операции сверления

Измерение \ День	1	2	3	4
1	2,58	2,6	2,59	2,61
2	2,57	2,61	2,58	2,63
3	2,58	2,6	2,59	2,62
...
48	2,58	2,58	2,6	2,61
49	2,59	2,6	2,61	2,59
50	2,58	2,6	2,57	2,6

Таблица 2

Моменты распределения и показатели его формы

Наименование	1-й день	2-й день	3-й день	4-й день	Объединенная выборка
Начальный момент первого порядка ν_1	2,577	2,597	2,588	2,607	2,592
Центральный момент второго порядка μ_2	0,000173	0,000170	0,000170	0,000174	0,000293
Центральный момент третьего порядка μ_3	-0,00000052	-0,00000036	-0,00000068	-0,00000047	-0,0000005
Центральный момент четвертого порядка μ_4	0,000000072	0,000000071	0,000000072	0,000000072	0,0000002
Среднее значение	2,577	2,597	2,588	2,607	2,592
СКО	0,0132	0,0131	0,0130	0,0132	0,0171
Асимметрия	-0,2268	-0,1628	-0,3063	-0,1830	-0,1029
Экссесс	-0,5881	-0,5587	-0,5036	-0,6201	-0,3747

Таблица 3

Сравнение значений асимметрии и эксцесса

Дата проведения эксперимента	Значение асимметрии	Значение эксцесса
1-й день	$ A_S /\sigma_{A_S} < 3$ $ -0,2268 /0,3366 = 0,4836 < 3$	$ E_X /\sigma_{E_X} < 3$ $ -0,5881 /0,6619 = 0,8885 < 3$
2-й день	$ A_S /\sigma_{A_S} < 3$ $ -0,1628 /0,3366 = 0,4837 < 3$	$ E_X /\sigma_{E_X} < 3$ $ -0,5887 /0,6619 = 0,8441 < 3$
3-й день	$ A_S /\sigma_{A_S} < 3$ $ -0,3036 /0,3366 = 0,9101 < 3$	$ E_X /\sigma_{E_X} < 3$ $ -0,5031 /0,6619 = 0,7608 < 3$
4-й день	$ A_S /\sigma_{A_S} < 3$ $ -0,1830 /0,3366 = 0,5436 < 3$	$ E_X /\sigma_{E_X} < 3$ $ -0,6201 /0,6619 = 0,9396 < 3$
Объединенная выборка	$ A_S /\sigma_{A_S} < 3$ $ -0,1029 /0,1719 = 0,5984 < 3$	$ E_X /\sigma_{E_X} < 3$ $ -0,3747 /0,3422 = 1,0949 < 3$

Вспомогательные расчеты для нахождения границ интервала

Номер интервала i	Границы интервала		$x_i^* - \bar{x}$	$x_{i+1}^* - \bar{x}$	Границы нормированного интервала	
	x_i^*	x_{i+1}^*			$z_i = (x_i^* - \bar{x})/S$	$z_{i+1} = (x_{i+1}^* - \bar{x})/S$
1 День						
1	2,545	2,555	–	–0,02	–∞	–1,67
2	2,555	2,565	–0,02	–0,01	–1,67	–0,91
3	2,565	2,575	–0,01	0,00	–0,91	–0,15
4	2,575	2,585	0,00	0,01	–0,15	0,61
5	2,585	2,595	0,01	0,02	0,61	1,37
6	2,595	2,605	0,02	–	1,37	+∞

Таблица 5

Вспомогательные расчеты для определения теоретических частот

Номер интервала i	Границы нормированного интервала		$\Phi(z_i)$	$\Phi(z_{i+1})$	P_i	n_i^0
	z_i	z_{i+1}				
1 День						
1	–∞	–1,67	–0,5	–0,4525	0,0475	2,4
2	–1,67	–0,91	–0,4525	–0,3186	0,1339	6,7
3	–0,91	–0,15	–0,3186	–0,0596	0,259	13,0
4	–0,15	0,61	–0,0596	0,2291	0,2887	14,4
5	0,61	1,37	0,2291	0,4147	0,1856	9,3
6	1,37	+∞	0,4147	0,5	0,0853	4,3

ственные, и отклонение от нормального распределения считается несущественным.

Для того, чтобы более уверенно считать, что данные наблюдений свидетельствуют о нормальном распределении признака, используют критерий согласия Пирсона. При уровне значимости 0,05 проверяем, согласуется ли гипотеза о нормальном распределении подсовокупности с эмпирическим распределением выборки объема $n=50$ для всех четырех дней и генеральной совокупности X для объединенной выборки $n=200$ [6, 7].

Количество интервалов

$$t = 1 + 3,322 \cdot \lg n. \quad (3)$$

Количество интервалов t для $n=50$ равно 6, t для объединенной выборки $n=200$ равно 9.

Для определения нормальности закона распределения совокупности данных выдвигается гипотеза H_0 : распределение подсовокупности X подчинено нормальному закону с параметрами для первого дня $a=2,577$ и $S=0,013153$, для второго дня $a=2,597$ и $S=0,013055$, для третьего дня $a=2,588$ и $S=0,013048$, для четвертого дня $a=2,607$ и $S=0,013182$; распределение генеральной совокупности X подчинено нормальному закону с параметрами $a=2,592$ и $S=0,017117$.

Из-за громоздкости вычислений вспомогательные расчеты для нахождения границ интервала (табл. 4), для определения теоретических частот

(табл. 5) и для определения критерия Пирсона (табл. 6) представлены для значений первого дня.

Наблюдаемое значение критерия Пирсона

$$\chi_{набл}^2 = \sum_{i=1}^t \frac{(n_i - n_i^0)^2}{n_i^0}. \quad (4)$$

По таблице критических значений $\chi_{кр}^2$ при уровне значимости $\alpha=0,05$ и числе степеней свободы $\lambda = t - 3 = 6 - 3 = 3$ найдем $\chi_{кр}^2 = 7,8$ для подсовокупности X . Так как для всех четырех дней $\chi_{набл}^2 < \chi_{кр}^2$, нулевую гипотезу о нормальном распределении можно принять при данном уровне значимости.

По таблице критических значений при уровне значимости $\alpha=0,05$ и числе степеней свободы $\lambda = t - 3 = 9 - 3 = 6$ найдем $\chi_{кр}^2 = 12,6$ для генеральной совокупности X . Так как $\chi_{набл}^2 < \chi_{кр}^2$, нулевую гипотезу о нормальном распределении можно принять при данном уровне значимости.

Следовательно, можно сделать общий вывод, что данные первого, второго, третьего, четвертого дня и объединенной выборки имеют нормальное распределение.

С помощью двойной контрольной карты $\bar{X}-R$ Шухарта [8] исследуем процесс. На рис. 2 представлена полученная контрольная карта $\bar{X}-R$.

Последовательно проверяем карту $\bar{X}-R$ на восемь критериев обнаружения специальных причин вариаций. В данном случае специальных причин

Вспомогательные расчеты для определения критерия Пирсона

i	n_i	n_i^0	$n_i - n_i^0$	$(n_i - n_i^0)^2$	$\frac{(n_i - n_i^0)^2}{n_i^0}$
1 день					
1	3	2	0,6	0,4	0,1645
2	7	7	0,3	0,1	0,0139
3	10	13	-3,0	8,7	0,6720
4	16	14	1,6	2,4	0,1697
5	10	9	0,7	0,5	0,0559
6	4	4	-0,3	0,1	0,0165
Сумма				$\chi_{набл}^2$	1,0924
Объединенная выборка					
1	3	3	-0,1	0,0	0,0021
2	10	8	1,7	2,8	0,3304
3	19	21	-1,8	3,2	0,1558
4	36	36	0,0	0,0	0,0000
5	44	46	-2,1	4,4	0,0957
6	42	41	1,0	1,0	0,0244
7	28	27	1,3	1,7	0,0633
8	14	13	1,3	1,8	0,1418
9	4	5	-1,4	1,8	0,3451
Сумма				$\chi_{набл}^2$	1,1586

вариации не обнаружено, следовательно, процесс находится в статистически управляемом состоянии.

Проверка по правилу числа серий: на \bar{X} -графике выявлено 20 серий, а на R -графике — 19 при норме для 50 точек от 19 до 32 серий, следовательно, по данному критерию специальных причин вариаций не обнаруживается.

Можно сделать общий вывод, что процесс находится в статистически управляемом состоянии.

Исходя из проведенных расчетов, можно выбрать модель распределения [9]. Т.к. параметр положения случайный, параметр изменчивости постоянный, мгновенное распределение нормальное и распределение объединенной выборки нормальное, можно сделать вывод, что полученные данные представляют собой модель $S1$.

Определение индексов воспроизводимости и пригодности процесса основано на информации о распределении контролируемой характеристики продукции.

Для вычисления индексов применим метод $M2_{4,1,1}$ «Учет дополнительной изменчивости». Метод является модификацией первого метода, но позволяет учесть дополнительные изменения среднего μ_{add} . Данный метод позволяет оценить дополнительную изменчивость между подгруппами (модели процесса C и D).

Т.к. доказано, что процесс находится в статистической управляемости, то можно применить индекс воспроизводимости процесса (табл. 7).

По полученным значениям индексов воспроизводимости можно провести предварительную оценку: т.к. $C_p = 0,91144$, то минимально возможное для данного процесса значение ожидаемого уровня несоответствий, которые могут быть достигнуты при настройке на центр поля допуска, равно 0,64 % или 6400 единиц несоответствующей продукции на миллион. Т.к. $C_{pk} = 0,87498$, то максимальное для данного процесса значение ожидаемого уровня несоответствий, если настройка процесса будет оставаться без изменений, равно 0,99 %, или 15000 единиц несоответствующей продукции на миллион. То есть ожидаемый уровень несоответствий будет находиться в интервале (0,64 %; 0,99 %).

Т.к. полученное значение воспроизводимости неприемлемо ($C_p < 1$, $C_{pk} < 1$), то рекомендуется либо усовершенствовать процесс, либо изменить требования, либо установить сплошной контроль [8].

Сравнение полученных значений среднеквадратического отклонения воспроизводимости по разработанной методике со значением среднеквадратического отклонения, рассчитанного по контрольной карте и стандартного отклонения воспроизводимости, полученным по основному методу определения повторяемости и воспроизводимости стандартного метода измерений [10, 11] (табл. 8) говорит о том, что разработанная методика дает результаты, близкие к результатам основного метода определения повторяемости и воспроизводимости. В то же время данная методика дает возможность более четко

Индексы воспроизводимости процессов

Статистические данные	Результат
Индекс воспроизводимости процесса	$C_p = 0,91144$
Меньший индекс воспроизводимости процесса	$C_{pk} = 0,87498$
Метод вычисления	M2 _{4,1,1}
Количество данных, использованных для вычислений	200
Для модели: — параметр положения случайный (нормальное распределение); — параметр изменчивости постоянный; — мгновенное распределение нормальное; — распределение объединенной выборки нормальное.	C1
Примечание. Метод вычислений M2 _{4,1,1} означает: Метод M2 с оценками $\hat{\mu} = \mu_4$, $\hat{\sigma} = \sigma_4$, $\hat{\mu}_{add} = \mu_{add}$.	

Таблица 8

Сравнение среднеквадратического отклонения со стандартным отклонением воспроизводимости

Значение среднеквадратического отклонения, рассчитанного по КК	Значение среднеквадратического отклонения, рассчитанного по методике	Значение стандартного отклонения воспроизводимости по ГОСТ Р ИСО 5725-2-2002
$\sigma_{KK} = \sqrt{R^2 + \bar{X}^2};$ $\sigma_{KK} = 0,017$	$\sigma_{\phi} = \sqrt{\frac{\sum S_i^2}{m}};$ $\sigma_{\phi} = 0,013$	$\sigma_R = \sqrt{\sigma_L^2 + \sigma_r^2};$ $\sigma_R = 0,018$

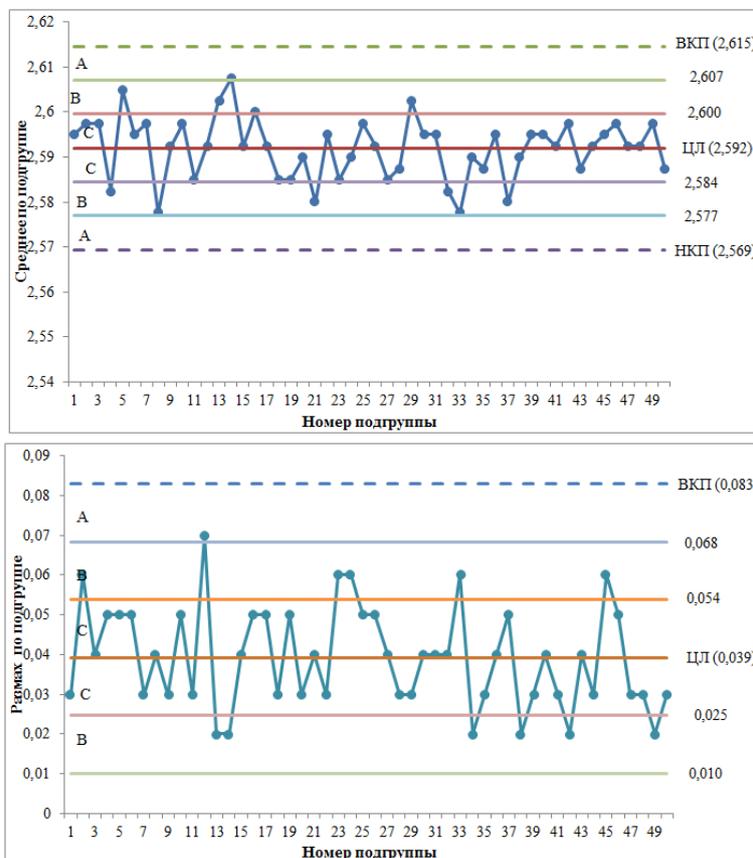


Рис. 3. Контрольная карта $\bar{X} - R$

представить технологический процесс и построить статистическую модель этого процесса.

Методика разработана с использованием групп стандартов на нахождение воспроизводимости и пригодности процесса, адаптирована для предприятия оборонного комплекса и позволяет создать статистическую модель технологического процесса и исследовать ее.

Разработанная методика определения пригодности процесса на основании полученных данных позволяет обоснованно давать рекомендации по статистическому управлению процессами и повышению качества производимой продукции.

Библиографический список

1. ГОСТ РВ 0015–002–2012. Система разработки и постановки продукции на производство военной техники. Системы менеджмента качества. Общие требования [Текст]. – Введ. 2013–01–01. – М.: Стандартинформ, 2012. – IV. – 38 с.
2. ГОСТ ISO 9001–2011. Системы менеджмента качества. Требования [Текст]. – Введ. 2013–01–01. – М.: Стандартинформ, 2012. – IV. – 28 с.
3. ГОСТ 166–89. Штангенциркули. Технические условия [Текст]. – Введ. 1991–01–01. – М.: Изд-во стандартов, 1989. – I. – 11 с.
4. ГОСТ Р ИСО 5479–2002. Статистические методы. Проверка отклонения распределения вероятностей от нормального распределения [Текст]. – Введ. 2002–07–01. – М.: Изд-во стандартов, 2002. – IV. – 27 с.
5. ГОСТ Р 50779.10–2000. Статистические методы. Вероятность и основы статистики. Термины и определения. [Текст]. –

Введ. 2001–07–01. – М.: Изд-во стандартов, 2000. – IV. – 42 с.

6. Гмурман, В. Е. Теория вероятностей и математическая статистика: учеб. пособие для вузов / В. Е. Гмурман. – 9-е изд., стер. – М.: Высш. шк., 2003. – 479 с.

7. ГОСТ Р 8.736-2011. ГСИ. Измерения прямые многократные. Методы обработки результатов измерений. Основные положения [Текст]. – Введ. 2013–01–01. – М.: Изд-во стандартов, 2011. – IV. – 20 с.

8. ГОСТ Р 50779.42–99. Статистические методы. Контрольные карты Шухарта. [Текст]. – Введ. 2000–01–01. – М.: Изд-во стандартов, 2004. – IV. – 32 с.

9. ГОСТ Р ИСО 21747–2010. Статистические методы. Статистики пригодности и воспроизводимости процесса для количественных характеристик качества [Текст]. – Введ. 2011–11–30. – М.: Изд-во стандартов, 2010. – IV. – 24 с.

10. ГОСТ Р ИСО 22514–12012. Статистические методы. Управление процессами. В. 2 ч. Ч. 1. Основные принципы [Текст]. – Введ. 2013–12–01. – М.: Изд-во стандартов, 2012. – IV. – 24 с.

11. ГОСТ Р ИСО 5725–2–2002. Точность (правильность и прецизионность) методов и результатов измерений. В 2 ч. Ч. 2. Основной метод определения повторяемости и воспроизводимости стандартного метода измерений [Текст]. – Введ. 2002–04–23. – М.: Изд-во стандартов, 2002. – IV. – 47 с.

МАЛАЯ Людмила Давидовна, ассистент кафедры нефтегазового дела.

Адрес для переписки: thngss@rambler.ru

Статья поступила в редакцию 28.09.2015 г.

© Л. Д. Малая

УДК 623.438

М. Ю. МАНЗИН
В. В. ВАСИЛЬЕВ

Омский автобронетанковый
инженерный институт

МЕСТНОСТЬ КАК ИСТОЧНИК ИНФОРМАЦИИ ДЛЯ ВОДИТЕЛЯ

В статье рассматриваются факторы, определяющие плотность потока информации, обусловленной характеристиками местности. С этой целью предлагается методика оценки количества информации, получаемой водителем при движении машины. Предлагаемая методика в перспективе позволит выбрать вариант автоматизации процесса управления движением в соответствии с назначением машины.

Ключевые слова: информация, плотность потока, входное управление, выходное управление, интенсивность обслуживания.

В ходе проведенного анализа возможных путей повышения быстроходности гусеничной машины установлено, что в настоящее время увеличение их средней скорости за счет повышения удельной мощности не дает желаемых результатов. Одним из факторов, сдерживающих увеличение средней скорости, — возможность водителя сформировать закон движения машины, адекватный внешним и внутренним условиям. Последнее требует обеспечения водителя полной информацией о внешних и внутренних условиях движения и времени для

ее реализации. При этом плотность потока информации не должна превышать допустимого предела. Сложность в том, что нет достаточно надежной методики оценки плотности потока информации, которая определяет нагрузку водителя. Для решения стоящей задачи необходимо определить источники информации, условия ее получения и способы реализации.

Под управлением движением машины понимается целенаправленный процесс перевода её из одного состояния в другое по определенному закону.

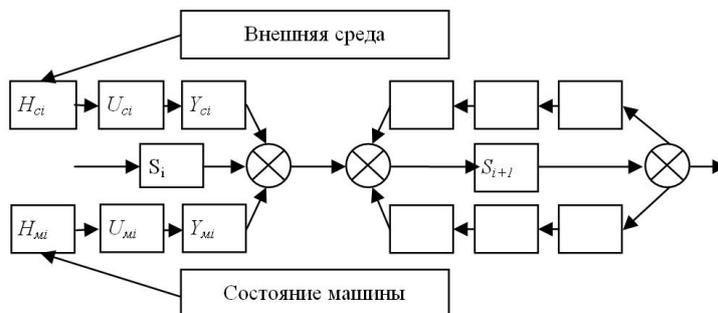


Рис. 1. Построение управления движением гусеничной машины

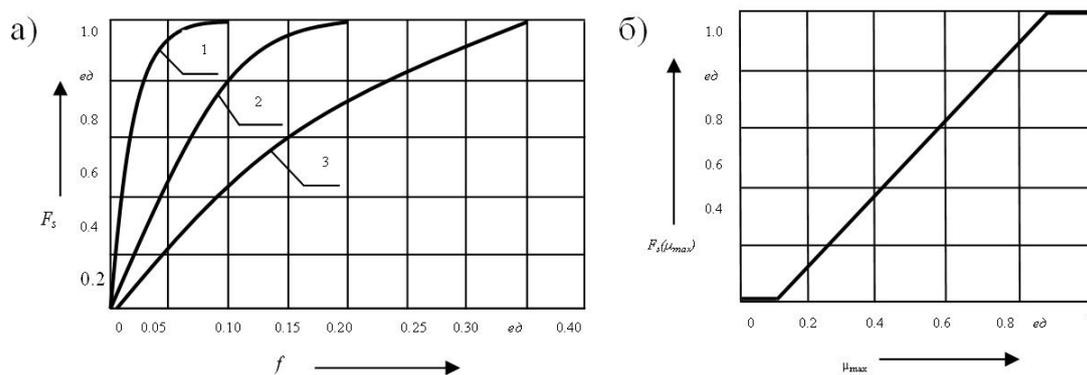


Рис. 2. а) коэффициент сопротивления прямолинейному движению; б) коэффициент сопротивления повороту по пути

Процесс управления движением машины можно представить схемой (рис. 1). Для построения закона перевода машины из одного состояния в другое необходима информация об изменении условий движения.

В данной ситуации для водителя информацией будет всякое сообщение, которое уменьшает неопределенность при формировании управления характеристиками закона движения гусеничной машиной.

Из схемы видно, что источником информации является внешняя среда, то есть состояние грунта, рельеф, время года и суток, состояние машины. Процесс управления движением машины осуществляется следующим образом. В некоторый момент времени t_i водитель получает информацию H_i об изменении условий движения или состоянии машины. Она анализируется и ранжируется по степени влияния на характеристики закона движения гусеничной машины.

На основании результатов анализа складывающейся ситуации водитель составляет алгоритм решения задачи управления. В результате этого составляется алгоритм действий, определяющих входное управление U_i , которое посредством специальных устройств преобразуется в выходное управление Y_i , формирующие характеристики перехода машины из состояния S_i в состояние S_{i+1} .

Физико-механические свойства грунта характеризуются суммарным коэффициентом сопротивления прямолинейному движению и повороту, а также коэффициентом сцепления. С точки зрения оценки плотности потока информации, геометрическая форма и физико-механические свойства

формируют суммарное сопротивление движению, которое предполагает обращение водителя к педали подачи топлива и рычагу переключения передач. Кривизна пути определяет количество обращений водителя к органам управления, задающим траекторию движения машины. Каждое из воздействий имеет свои характеристики.

Для построения оптимального закона движения необходимо выполнение следующих условий. Водитель должен иметь возможность получения максимального количества информации об условиях движения и состоянии машины с минимальной затратой внимания и времени.

Общее количество информации о внешних условиях определяется количеством и сложностью препятствий

$$H(Q) = \sum_{i=1}^m \sum_{j=1}^n H_{Q_{ij}}, \quad (1)$$

где H_{Q_i} — количество информации от помехи i -го вида;

m — количество разновидностей помех;

n — количество помех i -го вида.

При движении по местности гусеничная машина преодолевает сопротивления

$$f_c = f_{zp} \cos \alpha + \sin \alpha \quad (2)$$

Каждая составляющая уравнения является случайной величиной. Следовательно, в общем случае величину математического ожидания коэффициента суммарного сопротивления прямолинейного движения можно представить в следующем виде [1]

$$m_s(f_c) = m_s(f_{sp}) \cdot m_s(\cos \alpha) + m_s(\sin \alpha). \quad (3)$$

Совокупность сопротивления грунта $f_{гр}$ и угла наклона плоскости движения определяют суммарное сопротивление движению, что является причиной изменения силы тяги на гусеницах путем изменения подачи топлива или передаточного числа трансмиссии.

Продолжительные по времени и длительности пути, а также по разнообразию регионов, проведенные ходовые испытания позволили получить необходимые статистические данные для построения функции распределения сопротивления грунта прямолинейному движению и повороту по пути (рис. 2).

При движении машины водитель просматривает маршрут движения, выделяя на нем помехи. Каждая помеха несет в себе определенное количество информации H_i . Общее количество информации, получаемое водителем на всем участке пути, можно определить, изучив маршрут движения.

Для примера подсчета количества помех был исследован участок танкодрома протяженностью 3 км, на котором, кроме естественных препятствий, находились четыре искусственных. Разделив маршрут на 10 участков по 300 м и определив на каждом участке количество помех (табл. 1), были определены предполагаемые действия водителя по их преодолению (табл. 2).

При подходе к помехе водитель оценивает возможность ее преодоления. В зависимости от ее размеров и скорости машины он принимает решение о способе преодоления препятствия. Для обоснованного прогнозирования средней скорости одиночной машины необходима методика, позволяющая усреднить количество информации, получаемой водителем при преодолении препятствий.

Первый вариант. Препятствие незначительное и, опираясь на знание характеристики машины и опыт практического вождения, водитель принимает решение преодолеть препятствие без снижения скорости. В этом случае водитель перерабатывает одну двоичную единицу информации (1 дв. ед.): тормозить — не тормозить. Под двоичной единицей понимается 0 (нет), т.е. нет необходимости выполнения конкретного действия, 1 (да), т.е. требуется выполнить конкретное действие.

Второй вариант. Помеха требует снижения скорости, поэтому появляется вопрос, как построить алгоритм действия по преодолению препятствия.

Рассмотрим определения количества информации при решении одной задачи изменения скорости машины. Исследованиями [2] предполагается при решении задачи ответить на следующие вопросы:

1. Снижение скорости машины уменьшением подачи топлива без переключения передач (торможение двигателем).
2. Снижение скорости машины уменьшением подачи топлива с переключением на пониженную передачу.
3. Снижение скорости машины остановочным тормозом без переключения на пониженную передачу.
4. Снижение скорости машины остановочным тормозом с переключением на пониженную передачу.
5. Снижение скорости машины комбинированным способом с переключением на пониженную передачу.
6. Снижение скорости машины комбинированным способом без переключения на пониженную передачу.
7. Снижение скорости машины с использованием системы подтормаживания без переключения на пониженную передачу.

Таблица 1

Характер и количество препятствий на маршруте

Вид помехи	Яма	Бугор	Холм	Колея	Поворот	Участок разгона без переключения передач	Участок разгона с переключением передач
Количество	50	32	4	4	42	87	27

Таблица 2

Количество обращений водителя к органам управления по участкам пути

Вид действия	Торможение				Переключение передач		Поворот		всего
	тормозом	двигателем	комбинированно	системой подтормаживания	повышение	понижение	влево	вправо	
Количество	16	48	—	6	32	23	18	24	167

8. Снижение скорости машины с использованием системы подтормаживания с переключением на пониженную передачу.

Каждое действие содержит определенное количество информации, выраженное в двоичных единицах, т.е. отпускать педаль подачи топлива или нет — 1 дв. ед. и т.д. Таким образом, подход машины к препятствию требует от водителя переработки 8 дв. ед. информации.

Одним из ограничений скорости движения машины являются характеристики криволинейного движения. Кривизна пути определяется зависимостью вида

$$K_i(S) = \frac{d \cdot \varphi_i}{d \cdot S_i}, \quad (4)$$

где φ — угол поворота машины;

S — длина криволинейного участка.

Угол поворота φ_i и длина участка S_i являются случайными величинами, поэтому величина кривизны также будет случайной величиной.

Путем проведения ходовых испытаний большого многообразия гусеничных машин получим закон распределения кривизны $K_i(S)$ по пути (рис. 3)

Условием эффективного функционирования системы «Человек — машина» является соответствие плотности потока информации допустимой величине, по психофизиологическим особенностям человека.

$$\sum_1^k \sum_1^n \lambda_i \leq \lambda_{\text{доп}}, \quad (5)$$

где λ_i — плотность потока информации от i -го источника, являющегося помехой движению машины;

$\lambda_{\text{доп}}$ — допустимая плотность потока информации;

n — среднее количество помех i -го вида на единичном участке пути;

k — количество разновидностей помех.

Плотность потока информации определяется поступающим к водителю количеством информации и временем, отводимым на ее обработку

$$\lambda = \frac{H}{\tau_{\text{он}}}, \quad (6)$$

где $\tau_{\text{он}}$ — время необходимое для обслуживания информации.

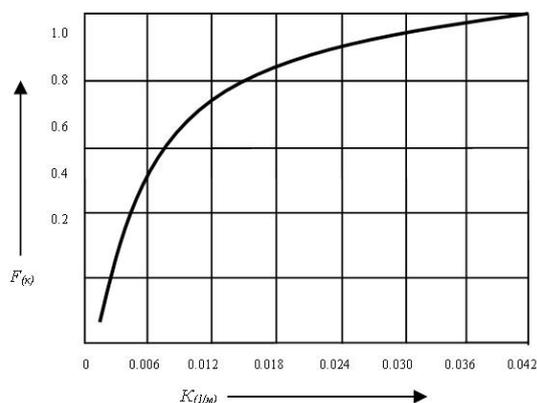


Рис. 3. Распределение кривизны трассы по длине пути

Путь, по которому движется гусеничная машина, представляет собой чередование неровностей различной высоты и длины. Ходовыми испытаниями и опытом эксплуатации установлено, что наиболее неблагоприятным, с точки зрения плавности хода гусеничной машины, является синусоидальный профиль пути, который описывается зависимостью вида

$$y = \frac{h}{2} \sin \frac{2\pi}{\alpha} \cdot x, \quad (7)$$

где h — полная высота неровности;

α — длина неровности;

x — горизонтальное перемещение центра масс, отсчитываемое от неподвижной точки на местности.

Вероятность встречи неровности той или иной высоты является случайным событием, определяемым уравнением

$$P_s(h_s) = \frac{\sum_1^{k_j} \alpha_{kj}}{S_n}, \quad (8)$$

где α_{kj} — длина неровности высотой h_i ;

k_i — число неровностей высотой h_i ;

S_n — длина пути, занятая неровностями.

Частота встреч неровностей определенной длины определяется аналогичной зависимостью

$$P_s(\alpha) = \frac{\sum_1^{n_j} \alpha_{nj}}{S_n}, \quad (9)$$

где α_{nj} — протяженность неровности определенной длины;

N_j — число неровностей определенной длины.

Многочисленные ходовые испытания позволили получить интегральный закон распределения высоты неровностей по пути и график (рис. 4).

Проведенный анализ внешних условий показал, что количество помех и их разновидность на маршруте случайны. В связи с этим число помех i -го вида на длине пути D_s определяется зависимостью вида

$$\bar{n}_i = \frac{D_s}{\Delta S} \cdot \sum_1^k n_i, \quad (10)$$

где ΔS — длина единичного участка пути.

Среднее значение информации о помехах выбранного типа с участка пути D_s определяется выражением

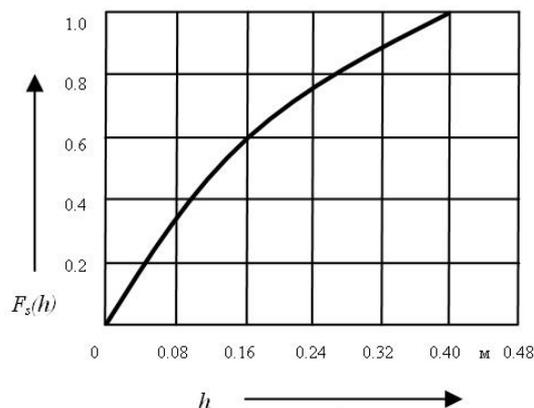


Рис. 4. Функция распределения высоты неровностей по пути

$$\sum H_i = \frac{D_s}{\Delta S} \cdot \sum_1^k \bar{n}_i \cdot h_i \quad (11)$$

Для оценки плотности потока информации необходимо определить время τ_{on} , отводимое условиями движения на ее обслуживание. Величина времени, отводимая на обработку информации, является функцией скорости гусеничной машины. Практика вождения гусеничных машин в условиях бездорожья показывает, что ее скорость меняется по случайному закону. В связи с этим время, которое потребует водителю для обработки и реализации информации с участка пути D_s , определяется зависимостью вида

$$\bar{\tau}_{on} = \sum_1^k \bar{\tau}_{on.ed} \cdot \bar{n}_i, \quad (12)$$

где $\tau_{on.ed}$ — среднее время обслуживания одной помехи.

Принимая во внимание уравнения (11) и (12) среднее значение плотности потока информации будет определяться выражением

$$\bar{\lambda} = \frac{\bar{H}}{\bar{\tau}_{on}} = \frac{\sum_1^k \bar{n}_i \cdot H_i}{\sum_1^k \bar{\tau}_{on.ed} \cdot \bar{n}_i} \quad (13)$$

Интенсивность обслуживания информации водителем определяется уравнением

$$\mu = \frac{1}{\bar{\tau}_{on.ed}} \quad (14)$$

В свою очередь, время обслуживания помехи складывается из времени обслуживания информации и времени приведения закона движения машины в соответствие с изменением условий. Следовательно, общее время $\tau_{on.ed}$ определяется зависимостью вида

$$\bar{\tau}_{on.ed} = \bar{\tau}_{инф} + \bar{\tau}_p, \quad (15)$$

где $\tau_{инф}$ — среднее значение времени обработки информации;

τ_p — среднее значение времени регулирования закона движения.

Условием успешного решения задачи управления движением машины является обязательное обслуживание всей информации. Следовательно, может образоваться очередь помех на обслуживание, среднее значение длины которой определяется уравнением

$$K = \frac{\lambda}{\mu - \lambda} \quad (16)$$

Среднее время ожидания начала обработки информации в очереди определяется зависимостью вида

$$\bar{\tau}_{ож} = \frac{\lambda}{\mu(\mu - \lambda)} \quad (17)$$

Степень согласованности плотности потока поступающей информации с возможностями водителя по ее обработке оценивается допустимым временем ожидания начала обработки

$$\bar{\tau}_{ож.дон} = \bar{\tau}_{пр.дон} - \bar{\tau}_{он}, \quad (18)$$

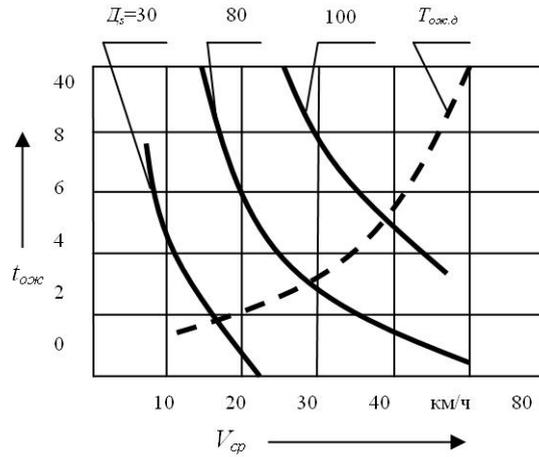


Рис. 5. Зависимость допустимого времени ожидания информации в очереди на обслуживание от скорости движения гусеничной машины

где $\tau_{пр.дон}$ — предельно допустимое время обслуживания информации о помехах, находящихся в поле зрения водителя.

Время $\tau_{пр.дон}$ зависит от количества помех и скорости гусеничной машины

$$\tau_{пр.дон} = \frac{D_s}{V_{ср}} \quad (19)$$

Условием отсутствия срывов управления движением машины, при данной скорости, является $\tau_{ож.дон} \geq 0$, а это значит, что граничным условием возможности водителем управлять машиной будет $\tau_{пр.дон} = \tau_{он}$ (рис. 5).

Исследованиями [3] установлено, что человек может работать без срывов при плотности потока информации 2–4 дв. ег/с.

Используя это условие, получим допустимое количество информации, которое может быть предъявлено водителю для обработки

$$H_{дон} = \frac{\lambda_{дон} D_s}{V_{ср}} \quad (20)$$

Уравнение (20) позволяет решить вопрос о перераспределении функций управления между водителем и техническими устройствами. Принимая во внимание зависимости (10), (11), (12), уравнение (20) можно преобразовать к виду

$$\sum_1^k \bar{n}_i = H_i = \frac{\lambda_{дон} \cdot D_s}{V_{ср}} \quad (21)$$

Задаваясь величиной скорости $V_{ср}$ при известных D_s и можно оценить допустимое количество помех, которые требуют внимания водителя. С другой стороны, зная допустимое количество информации, можно сформулировать требования к системе управления движением гусеничной машины, компоновке рабочего места и профессиональной подготовке водителя.

Полученные зависимости позволяют прогнозировать среднюю скорость машины при известных характеристиках маршрута.

С этой целью преобразуя уравнение (21), получим

$$V_{доп} = \frac{\lambda_{доп} D_3}{\sum_{i=1}^k n_i \cdot H_i}, \quad (22)$$

где $V_{доп}$ — допустимая скорость движения гусеничной машины.

Выводы

1. Проведенные исследования показали, что количество информации в каждый момент времени является случайной величиной, следовательно, плотность потока информации также будет случайной величиной.

2. Для согласования характеристик закона движения машины с характеристиками внешних условий необходимо совершенствование системы сбора и получения водителем информации об условиях движения.

3. Для повышения средней скорости гусеничной машины необходимо уменьшать плотность потока информации, требующей внимания водителя путем автоматизации процесса управления и перераспределения функций по сбору и обработке информации между членами экипажа.

УДК 621.924

Библиографический список

1. Статистическая динамика транспортных и тяговых гусеничных машин / Под ред. В. А. Савочкина, А. А. Дмитриева. — М. : Машиностроение, 1993. — 320 с.
2. Кузнецов, С. М. Инженерная психология : учеб. пособие. В 2 ч. Ч. 2 / С. М. Кузнецов. — Омск : ОВТИУ, 1997. — 22 с.
3. Справочник по инженерной психологии / Под ред. Б. Ф. Ломова. — М. : Машиностроение, 1982. — 350 с.

МАНЗИН Максим Юрьевич, адъюнкт кафедры боевых гусеничных, колесных машин и военных автомобилей.

ВАСИЛЬЕВ Валентин Владимирович, кандидат технических наук, доцент (Россия), доцент кафедры боевых гусеничных, колесных машин и военных автомобилей.

Адрес для переписки: ymmanzini55@mail.ru

Статья поступила в редакцию 22.05.2015 г.

© М. Ю. Манзин, В. В. Васильев

П. В. НАЗАРОВ
Е. В. ВАСИЛЬЕВ
В. А. СЕРГЕЕВ
М. В. ВАСИЛЬЕВА

Омский государственный
технический университет

МОДЕРНИЗАЦИЯ СПЕЦИАЛЬНОГО СТАНКА, ПРЕДНАЗНАЧЕННОГО ДЛЯ ШЛИФОВАНИЯ ПЕРЕДНЕЙ ПОВЕРХНОСТИ И СТРУЖЕЧНОЙ КАНАВКИ ПРОТЯЖКИ

Расширение технологических возможностей специального станка, предназначенного для шлифования передней поверхности зубьев протяжки. Разработанная конструкция станка позволит осуществлять позиционирование узлов станка с точностью до 0,001 мм и шлифовать со скоростью до 200 м/с. Радиус скругления лезвия зуба протяжки в результате шлифования на разработанном оборудовании менее 1 мкм.

Ключевые слова: протяжка, шлифование, шлифовальный станок, точность, профильное шлифование.

Данная работа выполнена при финансовой поддержке Министерства образования и науки РФ, в рамках договора № 02.G25.31.0099.

На машиностроительных предприятиях имеется большой парк устаревшего станочного оборудования. В большинстве случаев существующая компоновка и конструкция станков удовлетворяет требованиям точности при обработки деталей. В том случае, когда станок не удовлетворяет требованию точности или необходимо расширить его технологические возможности, осуществляется капитальный ремонт или его модернизация.

Одной из острых проблем инструментального производства машиностроительных предприятий является технология изготовления протяжек. Решение проблемы профильного шлифования жестких протяжек рассматривается в работах [1], но стоит отметить, что имеются и другие операции, влияющие на точность изготовления протяжки. К таким операциям относится шлифование передней поверхности зуба протяжки. Данная операция

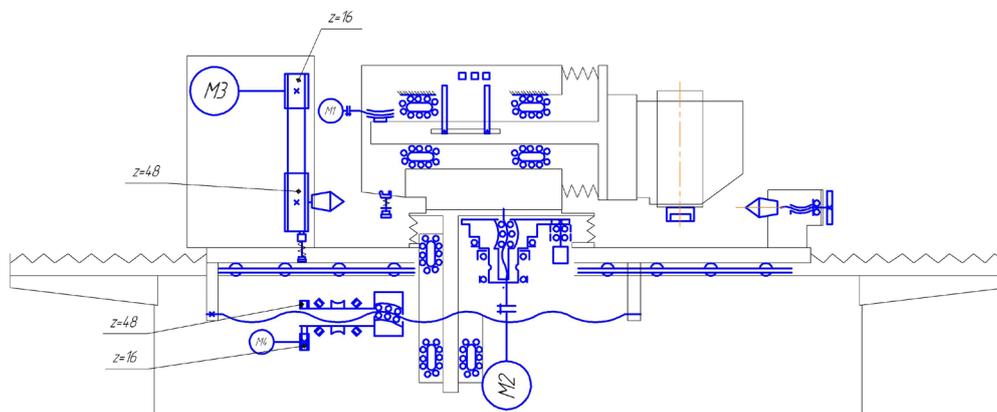


Рис. 1. Кинематическая схема станка

осуществляется на специализированном оборудовании, например, на станке 3М601Ф1. При затачивании протяжек по передней поверхности с формированием переднего угла шлифовальный круг вводится в ручной режим в стружечную канавку при помощи механизмов подач до тех пор, пока не появится искра в результате контакта рабочей поверхности шлифовального круга и обрабатываемой поверхности. Далее по лимбу определяется величина снимаемого припуска, осуществляется процесс шлифования, после чего шлифовальный круг при помощи механизмов подач выводится из зоны обработки и осуществляется деление на следующий зуб. Таким образом, точность и производительность обработки, в данном случае связанных с точностью шага зубьев протяжки и качеством обработанной поверхности с формированием лезвия, напрямую зависят от навыков станочника. Для исключения влияния человеческого фактора на вышеуказанные показатели необходимо осуществить модернизацию имеющегося станка 3М601Ф1.

Для обеспечения стабильности получаемых размеров зубьев протяжки необходимы согласованные взаимные перемещение узлов станка [2], поэтому необходимо его подключение к системе ЧПУ. На начальном этапе проектирования специального станка необходимо разработать его кинематическую схему, обеспечивающую необходимые движения формообразования при шлифовании протяжки (рис. 1).

Продольное перемещение стола осуществляется передачей винт — гайка, связанной с электродвигателем М4 через передачу, причем для упрощения процедуры согласования системы ЧПУ с электродвигателем выбирается передаточное отношение 16/48. Поперечное перемещение шлифовальной бабки осуществляется передачей винт — гайка, связанной с электродвигателем М1 через муфту. Вертикальное перемещение осуществляется червячной передачей, связанной с электродвигателем через муфту. В работе [1] предлагается изменить классическую схему базирования протяжки в станке при её шлифовании и закреплять ее за переднюю и заднюю направляющие, что позволяет повысить жесткость системы СПИД. Для этого в существующей бабке изделия заменен шпиндель, который позволит установку цангового патрона, предназначенного для закрепления протяжки. Вращение шпинделя бабки изделия осуществляется электродвигателем М3 через зубчатую ременную передачу. Точностью перемещения узлов станка обеспечива-

ется линейными фотоэлектрическими преобразователями перемещений.

Для получения радиуса скругления лезвия зуба протяжки менее 1 мкм, необходимо увеличить скорость шлифования до 200 м/с [3]. Штатный шпиндельный узел не позволяет обеспечить требуемые режимы шлифования, поэтому необходима его замена.

В результате испытания модернизированного станка, предназначенного для шлифования протяжек, установили, что точность позиционирования узлов станка находится в пределах 1 мкм, радиус округления лезвия после шлифования составил 0,9 мкм. Установка системы ЧПУ на специальный станок позволила осуществлять не только операцию затачивания передней и задней поверхности зуба протяжки, но и профильное шлифование.

Библиографический список

1. Назаров, П. В. Инновационная технология обработки деталей, применяемых в авиационной промышленности / П. В. Назаров, Е. В. Васильев, А. Ю. Попов // СТИН. — 2015. — № 3. — С. 38–40.
2. Назаров, П. В. Разработка конструкции специального станка, предназначенного для черновой обработки труднообрабатываемых материалов / П. В. Назаров, Е. В. Васильев, П. Е. Попов, А. Ю. Попов // Омский научный вестник. Сер. Приборы, машины и технологии. — 2014. — № 3 (133). — С. 131–132.
3. Васильев, Е. В. Специальный осевой режущий инструмент для обработки композиционных материалов / Е. В. Васильев, А. Ю. Попов, И. А. Бугай, П. В. Назаров // СТИН. — 2015. — № 4. — С. 9–11.

НАЗАРОВ Павел Владиславович, ассистент кафедры металлорежущих станков и инструментов.

ВАСИЛЬЕВ Евгений Владимирович, кандидат технических наук, доцент (Россия), доцент кафедры металлорежущих станков и инструментов.

СЕРГЕЕВ Владимир Алексеевич, кандидат технических наук, доцент (Россия), доцент кафедры металлорежущих станков и инструментов.

ВАСИЛЬЕВА Мария Владимировна, магистрант гр. КТОМ-151 факультета элитного образования и магистратуры.

Адрес для переписки: nazaroffpavel@mail.ru

Статья поступила в редакцию 18.09.2015 г.

© П. В. Назаров, Е. В. Васильев, В. А. Сергеев, М. В. Васильева