

УДК 620.9(07)

DOI: 10.18698/0536-1044-2016-1-50-56

Определение показателей рабочего процесса паровой винтовой машины*

С.Р. Березин¹, А.Н. Носков², Г.А. Щеглов³

¹ Филиал ФГБОУ ВПО Уфимского государственного авиационного технического университета, 453213, Ишимбай, Российская Федерация, Губкина ул., д. 26

² ФГАОУ ВО Санкт-Петербургский национальный исследовательский университет информационных технологий, механики и оптики (Университет ИТМО), 190002, Санкт-Петербург, Российская Федерация, Ломоносова, д. 9

³ МГТУ им. Н.Э. Баумана, 105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1

The Determination of Working Process Indicators in a Steam Screw-Type Machine

S.P. Berezin¹, A.N. Noskov², G.A. Scheglov³

¹ Branch of the Federal State Budgetary Educational Institution of Higher Professional Education (FGBOU VPO) Ufa State Aviation Technical University, 453213, Ishimbai, Russian Federation, Gubkin St., Bldg. 26

² Federal State Autonomic Educational Institution of Higher Education (FGAOU VO) Saint Petersburg National Research University (ITMO University), 190002, Saint Petersburg, Russian Federation, Lomonosov St., Bldg. 9

³ BMSTU, 105005, Moscow, Russian Federation, 2nd Baumanskaya St., Bldg. 5, Block 1



e-mail: srberezin@mail.ru, dn.noskoff@rambler.ru, shcheglov_ga@bmstu.ru



Предложена методика определения показателей рабочего процесса паровой винтовой машины (ПВМ) с учетом теплообмена со стенками ПВМ для перегретого и влажного пара и потерь рабочего тела, возникающих вследствие дросселирования через зазоры между рабочими органами ПВМ и неполноты расширения пара между винтовыми роторами. Приведена методика определения параметров в точке конца расширения, находящейся в области влажного пара. Введены критерии подобия, составленные из конструктивных и режимных параметров ПВМ. Для нестационарного объемного расширения в винтовой канавке важное значение имеет критерий Струхала, полученный при сопоставлении времени надкритического опорожнения рабочей полости через зазоры между винтами с характерным временем рабочего цикла. Приведены критериальные зависимости, связывающие экспериментально полученные относительный индикаторный и расходный КПД с критерием Струхала. Показано, что экспериментальные результаты хорошо согласуются с полученной критериальной зависимостью.

Ключевые слова: относительный индикаторный КПД, расходный КПД, паровая винтовая машина, рабочий процесс, критерий Струхала, критериальные зависимости.



The authors propose a method of determining the working process indicators of a steam screw-type machine (SSM). The method takes into account heat exchange with the SSM walls for superheated and wet vapour, as well as losses of the working medium due to throttling through the gaps between the SSM working parts and incomplete expansion of the steam between the screw rotors. The article describes a method of determining the parameters at the expansion endpoint, which is located in the wet vapour area. The similarity criteria based on the SSM design and operating parameters are introduced. For non-stationary volume expansion in the screw groove, it is important that the Strouhal

* Работа выполнена при поддержке Российского Фонда Фундаментальных Исследований (Проект РФФИ № НК 15-08-02500\15).

number is considered. This criterion is obtained by comparing the time of supercritical drain of the working cavity through the gaps between the screws, with the typical time of the working cycle. Criterion dependencies connecting the experimentally obtained relative indicated and discharge efficiency with the Strouhal number are presented in the article. It is shown that the experimental results are consistent with the obtained criterion dependency.

Keywords: relative indicated efficiency, discharge efficiency, steam screw machine, working process, Strouhal number, criterial dependences.

Паровая винтовая машина (ПВМ), являющаяся новым типом парового двигателя, в диапазоне мощности 150...1500 кВт практически по всем показателям существенно превосходит лопаточные турбины и поршневые детандеры [1]. Возможность работы на влажном паре, низкий уровень вибраций и компактность конструкции позволяют использовать ПВМ не только в наземных условиях, но и на космических электростанциях [2].

Цель работы — развитие обобщенного теоретического подхода к расчету рабочего процесса ПВМ на основе теории подобия.

На рис. 1 приведена ПВМ [3] со снятой верхней крышкой, относящаяся к машинам объемного действия. У впускного окна ПВМ за один оборот ведущего ротора в канавках ведущего и ведомого винтов последовательно возникают четыре парные полости (ПП) переменного объема, в которых происходит объемное расширение порций пара.

В качестве идеального цикла ПВМ можно принять соответствующий цикл (рис. 2) паровой машины (ПМ), что позволит проводить сравнение ПВМ и ПМ на одной теоретической основе.

На участке 1–2 происходит наполнение ПП паром из впускного патрубка через впускное окно. Начальный объем ПП равен нулю, по-



Рис. 1. ПВМ со снятой верхней крышкой

этому для ПВМ отсутствует понятие «мертвого объема» и связанные с ним потери работы, характерные для поршневой ПМ. В точке 2 происходит отсечка ПП гребнями винтов от впускного окна, и порция пара объемно расширяется на участке 2–3. В конце расширения в точке 3 пар обычно становится влажным. Степень объемного расширения ограничена конструктивными особенностями ПВМ и определяется по следующей формуле:

$$\varepsilon = V_h/V_2 = 1,5 - 5,3,$$

где V_h — максимальный объем ПП.

Для винтов с профилем зубьев типоразмерного ряда СКБК [4]

$$V_h = 0,1144D^2L, \quad (1)$$

где D и L — диаметр и длина винтовой бочки ротора.

В точке 3 ПП соединяется с выпускным патрубком и практически мгновенно происходит сброс давления пара в ПП до давления выпуска p_2 . На участке 5–6 объем ПП уменьшается до нуля и пар «выжимается» из ПП при постоянном давлении выпуска p_2 .

Существенное отличие реального цикла ПВМ от рассмотренного идеального объясняется потерями, возникающими вследствие:

- дросселирования пара при прохождении через впускное окно. При этом давление в ПП становится меньше, чем давление во впускном окне, и работоспособность пара снижается;
- теплообмена со стенками ПП. Эти потери

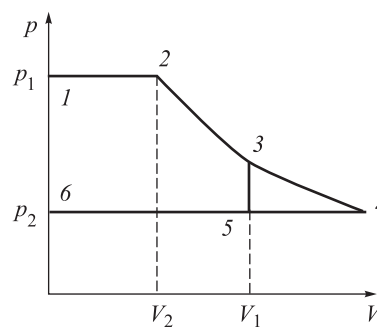


Рис. 2. Идеальный цикл паровой машины

значительно различаются для случаев, когда на входе имеется сухой насыщенный и перегретый пар [5]. Если насыщенный пар поступает в ПП, то на ее более холодных стенках конденсируется влага, которая за счет центробежных сил стекает к периферии винтов, что дает возможность конденсации новых порций пара. При конденсации выделяется и отдается стенкам вся теплота парообразования, причем перепад температур между стенкой и паром может быть невелик. Термическое сопротивление пленки воды на стенке очень мало вследствие высокой теплопроводности воды, поэтому величина коэффициента теплоотдачи велика. В случае перегретого пара значение коэффициента теплоотдачи определяется теплопроводностью пара, которая в десятки раз меньше теплопроводности воды. Охлажденный на стенке, но не сконденсированный пар представляет собой значительно большее термическое сопротивление, чем пленка конденсата;

- утечек пара через зазоры по периметру ПП. Эти потери особенно значимы для зазора по линии контакта винтов, поскольку в нем пар дросселируется в область с давлением выпуска. Прохождение пара через этот зазор является надкритическим, поскольку $p_2/p_1 < \beta_{кр} \approx 0,54$. Утечки пара через зазоры существенно увеличивают его расход по сравнению с теоретическим значением;

- неполноты расширения пара между винтовыми роторами. На рис. 2 эти потери характеризуются площадью треугольника, образованного точками 3–4–5.

Указанные потери теплоты и работы заставляют считать реальный процесс расширения в ПП политропическим с отводом теплоты.

Определение параметров рабочего процесса ПВМ. Система управления энергоустановки в составе ПВМ и электрогенератора предусматривает измерение следующих режимных параметров:

- n — частота вращения, об/мин;
- p_1 и p_2 — давление пара на входе и выходе ПВМ, атм;
- t_1 и t_2 — температура пара на входе и выходе из ПВМ, °С;
- G — расход пара, кг/с;
- $N_{эл}$ — мощность электрогенератора, кВт.

Однако для определения показателей рабочего процесса ПВМ необходимо определить не

только эти параметры, но и энтальпию пара на входе и на выходе из ПВМ.

Если на входе в ПВМ пар является сухим насыщенным, то начальная точка 1 процесса расширения на $h-s$ диаграмме (рис. 3) находится на пересечении изобары p_1 и кривой насыщения. Если пар на входе перегрет, то точка 1 расположена на пересечении изобары p_1 и изотермы t_1 . В точке 1 находится также удельный объем пара на входе V_1 .

Для определения энтальпии на выходе ПВМ используется специальный максимально теплоизолированный дроссель-калориметр (рис. 4), включающий в себя дроссельный кран 1 и водоструйный эжектор, состоящий из водяного сопла 2, приемной камеры 3 и диффузора 4.

Давление пара в приемной камере 3 постепенно уменьшают с помощью дроссельного крана 1, одновременно снижается температура влажного пара. В процессе дросселирования на кране 1 степень сухости пара увеличивается и при низком давлении он переходит в перегретое состояние. Температура пара перестает зависеть от давления и по мере его уменьшения принимает некоторое постоянное значение $t_{п}$, фиксируемое термометром. С помощью $h-s$ диаграммы для пара находим для этой температуры соответствующее значение энтальпии $h_{п}$, которая, как известно, при дросселировании остается неизменной. Таким

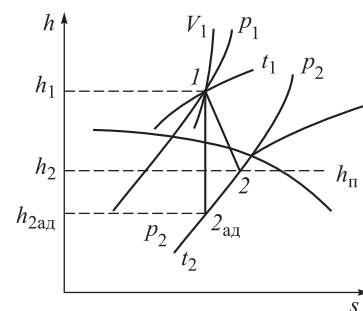


Рис. 3. Определение начальной точки 1 процесса расширения на $h-s$ диаграмме для пара

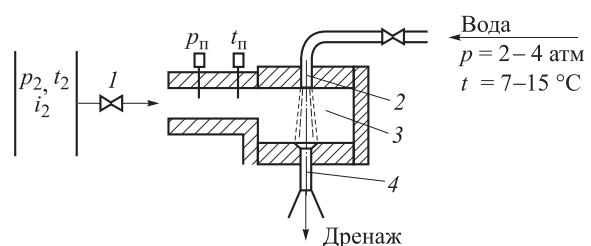


Рис. 4. Схема дросселя-калориметра

образом, точка 2 на $h-s$ диаграмме, характеризующая состояние влажного пара после ПВМ, находится на пересечении изобары p_2 и изоэнтальпы $h_2 = h_{П}$.

По полученным значениям энтальпии определяется располагаемый h_0 и действительный h теплоперепады на ПВМ, необходимые для определения адиабатического КПД:

$$h_0 = h_1 - h_{2ад};$$

$$h = h_1 - h_2.$$

Для определения индикаторного КПД необходимо найти индикаторную (внутреннюю) мощность N_i , непосредственное измерение которой можно осуществить планиметрированием индикаторных диаграмм [6]. Однако такой способ достаточно сложен, поскольку требует специального препарирования роторов. Для машин, находящихся в эксплуатации, это практически невозможно.

Более удобным для практического применения является способ определения индикаторной мощности через механические потери на трение. Элементы конструкции ПВМ, в которых возникают потери на трение, приведены в таблице. Суммарную мощность указанных механических потерь можно определить путем прокрутки ПВМ за выводной конец ведущего вала. При этом для исключения насосных потерь в винтах прокрутку следует проводить без верхней крышки корпуса, закрывающей винтовые бочки роторов. При прокрутке осуществляется подача затворной воды в торцовые уплотнения и масла — в подшипники.

Крутящий момент $M_{тр}$, Н·м, передается от электродвигателя к ПВМ через моментно-

измерительную муфту. Мощность трения определяется по следующей формуле:

$$N_{тр} = \frac{M_{тр}n}{9550}, \text{ кВт},$$

где n — частота вращения при прокрутке ПВМ, об/мин.

Индикаторная мощность ПВМ

$$N_i = \frac{N_{эл}}{\eta_{ген}} + N_{тр},$$

где $N_{эл}$ — мощность электрогенератора, кВт; $\eta_{ген}$ — КПД генератора, $\eta_{ген} = 0,94 - 0,96$.

Показатели рабочего процесса ПВМ. Важнейшим из них является относительный индикаторный (внутренний) КПД

$$\eta_{0i} = \frac{N_i}{G(h_1 - h_{2ад})}.$$

Для рассматриваемых ПВМ $\eta_{0i} = 0,65 - 0,8$.

Уровень механических потерь на трение в ПВМ характеризуется механическим КПД

$$\eta_{мех} = 1 - \frac{N_{тр}}{N_i}.$$

Для рассматриваемых ПВМ $\eta_{мех} = 0,93 - 0,95$.

Как указывалось ранее, при работе ПВМ всегда имеют место потери тепла вследствие теплообмена со стенками винтов и корпуса. Мощность тепловых потерь можно определить с помощью I закона термодинамики по следующей формуле:

$$Q = G(h_2 - h_1) + N_i.$$

Поскольку теплота отводится от пара, величина Q будет отрицательной.

Коэффициент тепловых потерь

$$\eta_Q = \frac{Q}{N_i}.$$

Определение расходных характеристик ПВМ проведем следующим образом. Теоретический расход пара без учета утечек через зазоры

$$G_{теор} = \frac{n}{60} \frac{4V_h}{V_1 \epsilon},$$

где $4V_h/\epsilon$ — рабочий объем четырех ПП в момент отсечки впускного окна за один оборот ведущего вала; n — частота вращения ведущего вала, об/мин.

Элементы конструкции ПВМ, в которых возникают потери на трение

Элемент конструкции ПВМ	Количество узлов (пар) трения
Опорные подшипники скольжения	4
Упорные подшипники качения (скольжения)	2
Уплотнительные кольца в торцовых уплотнениях	8
Гидравлический затвор в торцовых уплотнениях	4
Синхронизирующие зубчатые колеса	1

Коэффициент наполнения ПВМ (расходный КПД)

$$\eta_v = \frac{G}{G_{\text{теор}}}.$$

Для рассматриваемых ПВМ $\eta_v = 1,3 - 1,8$.
Расход утечек через зазоры ПП

$$G_{\text{ут}} = G - G_{\text{теор}}.$$

Этот расход практически не зависит от частоты вращения, его можно определить экспериментально при заторможенных роторах.

Кроме того, расход утечек можно выразить через величину эффективного проходного сечения зазоров μF по известной газодинамической формуле, записанной для случая надкритического истечения через зазоры:

$$G_{\text{ут}} = m \frac{\mu F p_1 \cdot 10^5}{\sqrt{T_1}}, \quad (2)$$

где

$$m = \sqrt{\frac{k}{R} \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}}}.$$

Для перегретого пара $k = 1,3$;
 $R = 461 \text{ Дж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$; $m = 0,0311 \text{ м}^{-1}\text{с К}^{0,5}$.

Из формулы (2) определим эффективное проходное сечение зазоров:

$$\mu F = \frac{G_{\text{ут}} \sqrt{T_1}}{m p_1 \cdot 10^5}. \quad (3)$$

Для сравнения качества сборки различных машин удобно использовать относительную величину проходного сечения зазоров $\mu F/D^2$.

Критерии геометрического, кинематического и динамического подобия. Геометрическое подобие рабочего процесса ПВМ заключается в равенстве у двух сравниваемых ПВМ симплексов геометрической природы, к которым относятся

$$L/D; \quad \varepsilon = V_h/V_\varepsilon; \quad \mu F/D^2.$$

Кинематическое подобие двух ПВМ заключается в равенстве у них отношений скоростей в сходственных точках газового тракта. Подобие скоростей на входе и на выходе из ПВМ зависит как от внутренних условий расширения, определяемых через геометрическую степень расширения ε , так и от внешних, определяемых из режима политропного расширения газа в ПВМ.

Соотношение внутренних и внешних условий расширения газа в конкретной ПВМ характеризуется безразмерным числом:

$$E = \frac{v_2}{v_1 \varepsilon} = \frac{1}{\varepsilon} \left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{1/\gamma} = \frac{\pi^{1/\gamma}}{\varepsilon}.$$

Динамическое подобие заключается в равенстве безразмерных чисел Эйлера $Eu = \rho v/W^2$; Струхала $Sh = \ell/(WT) = \tau/T$; Рейнольдса $Re = W\ell/\nu$ и Маха $M = W/a$, составленных из характерных значений скорости потока W , давления p , скорости звука a , длины ℓ , времени T и вязкости газа ν [7].

Для рассматриваемого нестационарного процесса расширения газа в ПП важное значение имеет подобие по числу Sh . Получим выражение для этого критерия, составленное из характерных значений параметров процесса [8].

В момент отсечки ПП от впускного окна ее объем составляет V_h/ε и в нем содержится масса пара $M_p = V_h/(\varepsilon v_1)$.

Через зазоры по периметру ПП из нее вытекает расход пара $G_{\text{ут}}$. Характерное время опорожнения объема ПП $\tau = M_p/G_{\text{ут}}$.

Сопоставив эту величину с характерным временем рабочего цикла $T = 60/n$, получим

$$Sh = \frac{\tau}{T} = \frac{n V_h}{60 \varepsilon v_1 G_{\text{ут}}}.$$

Чем больше значение Sh , тем выше качество рабочего процесса, так как потери зависят от величины относительной доли теряемого заряда ПП. С учетом выражений (1) и (2) после преобразований имеем

$$Sh = 0,1144 \frac{Dn(L/D)}{60 \varepsilon (\mu F/D^2) m R \sqrt{T_1}}. \quad (4)$$

В этой формуле параметры имеют следующую размерность: $[m] = \text{м}^{-1}\text{с}\cdot\text{К}^{0,5}$; $[n] = \text{об}/\text{мин}$; $[\mu F] = \text{м}^2$; $[D] = \text{м}$; $[T_1] = \text{К}$; $[R] = \text{Дж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$; $[L] = \text{м}$.

В числителе выражения (4) присутствует произведение Dn , пропорциональное окружной скорости винтов. В ряде работ, посвященных винтовым компрессорам, это произведение без всякого обоснования принимается за критерий качества рабочего процесса винтовой машины. Кроме произведения Dn , выражение (4) учитывает также совокупное влияние на рабочий процесс относительной длины винтов L/D , эффективного проходного сечения зазоров μF , геометрическую степень рас-

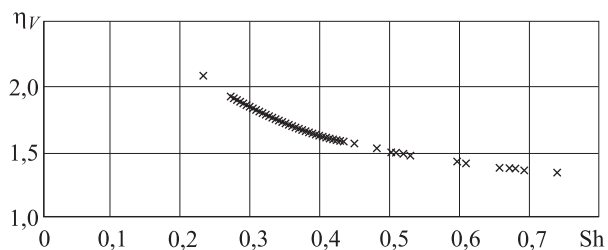


Рис. 5. Зависимость коэффициента наполнения η_V от критерия Струхала

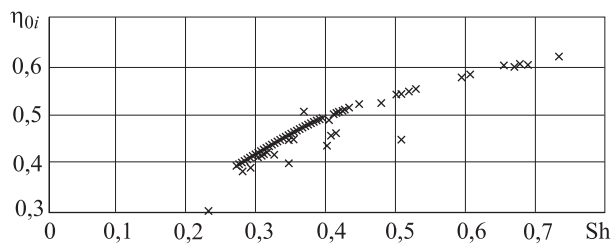


Рис. 6. Зависимость относительного индикаторного КПД η_{0i} от критерия Струхала

ширения ϵ и параметры рабочего тела m , R и T_1 .

На рис. 5 и 6 приведены критериальные зависимости $\eta_V = f(Sh)$ и $\eta_{0i} = f(Sh)$, полученные путем обработки 212 экспериментальных точек для одной ПВМ со следующими конструктивными параметрами: $D = 0,4$ м, $L = 0,54$ м, $\epsilon = 2,3$, профиль зубьев типоразмерного ряда СКБК [7].

Режимные параметры при проведении экспериментальных исследований изменялись в следующих диапазонах:

$$N_{эл} = 173 \dots 740 \text{ кВт}; G = 10,5 \dots 19,7 \text{ т/ч};$$

$$p_1 = 3,65 \dots 8,89 \text{ ата}; p_2 = 1,035 \dots 2,270 \text{ ата};$$

$$t_1 = 140,0 \dots 176,4 \text{ }^\circ\text{C}; n = \text{const} = 3 \text{ 000 об/мин.}$$

Как видно из рис. 5 и 6, экспериментальные результаты хорошо согласуются с критериальной зависимостью, что подтверждает правильность выбранного подхода к критериальному обобщению результатов экспериментов.

Литература

- [1] Березин С.Р. Технология энергосбережения с использованием паровых винтовых машин. *Теплоэнергетика*, 2007, № 8, с. 40–43.
- [2] Щеглов Г.А. Тепловая солнечная энергоустановка для космических аппаратов. *Альтернативный киловатт*, 2012, № 3, с. 24–29.
- [3] Березин С.Р. *Винтовая расширительная машина*. Пат. № 2319840, РФ, 2006.
- [4] Тимофеевский Л.С., ред. *Холодильные машины*. Санкт-Петербург, Политехника, 2006. 944 с.
- [5] Цирельман Н.М. *Техническая термодинамика*. Москва, Машиностроение, 2012. 352 с.
- [6] Корнев А.М. *Исследование винтовой расширительной машины*. Дис. ... канд. техн. наук. Москва, МВТУ, 1979. 127 с.
- [7] Гухман А.А. *Введение в теорию подобия*. Москва, Высшая школа, 1972. 342 с.
- [8] Березин С.Р. *Винтовые детандеры*. Уфа, УГАТУ, 2010. 53 с.

References

- [1] Berezin S.R. A technology for energy conservation using screw-rotor steam engines. *Thermal Engineering*, 2007, vol. 54, no. 8, pp. 631–634.
- [2] Shcheglov G.A. Teplovaia solnechnaia energoustanovka dlia kosmicheskikh apparatov [Thermal solar power for space vehicles]. *Al'ternativnyi kilovatt* [Alternative Kilowatt]. 2012, no. 3, pp. 24–29.
- [3] Berezin S.R. *Vintovaia rasshiritel'naia mashina* [Screw expansion machine]. Pat. RF no. 2319840, 2006.
- [4] *Kholodil'nye mashiny* [Chillers]. Ed. Timofeevskii L.S. Sankt-Peterburg, Politekhnik publ., 2006. 944 p.
- [5] Tsirel'man N.M. *Tekhnicheskaiia termodinamika* [Technical Thermodynamics]. Moscow, Mashinostroenie publ., 2012. 352 p.
- [6] Korenev A.M. *Issledovanie vintovoi rasshiritel'noi mashiny*. Diss. kand. tekhn. nauk [Research screw expansion machine. Cand. tehn. sci. diss.]. Moscow, Bauman Press, 1979. 127 p.
- [7] Gukhman A.A. *Vvedenie v teoriuu podobiia* [Introduction to the theory of similarity]. Moscow, Vysshiaia shkola publ., 1972. 342 p.
- [8] Berezin S.R. *Vintovye detandery* [Screw expanders]. Ufa, UGATU publ., 2010. 53 p.

Информация об авторах

БЕРЕЗИН Сергей Романович (Ишимбай) — доктор технических наук, профессор, зав. кафедрой Физики и математики. Филиал ФГБОУ ВПО Уфимского государственного авиационного технического университета (453213, Ишимбай, Российская Федерация, Губкина ул., д. 26, e-mail: srberezin@mail.ru).

НОСКОВ Анатолий Николаевич (Санкт-Петербург) — доктор технических наук, профессор кафедры Холодильных машин и низкопотенциальной энергетики. ФГАОУ ВО Санкт-Петербургский национальный исследовательский университет информационных технологий, механики и оптики (Университет ИТМО) (190002, Санкт-Петербург, Российская Федерация, Ломоносова, д. 9, e-mail: dn.noskoff@rambler.ru).


ЩЕГЛОВ Георгий Александрович (Москва) — доктор технических наук, профессор кафедры «Аэрокосмические системы». МГТУ им. Н.Э. Баумана (105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1, e-mail: shcheglov_ga@bmstu.ru).

Information about the authors

BEREZIN Sergey Romanovich (Ishimbai) — Doctor of Science (Eng.), Professor, Head of Department, Physics and Mathematics. Branch of the Federal State Budgetary Educational Institution of Higher Professional Education (FGBOU VPO) Ufa State Aviation Technical University (453213, Ishimbai, Russian Federation, Gubkin St., Bldg. 26, e-mail: srberezin@mail.ru).

NOSKOV Anatoliy Nikolaevich (Saint Petersburg) — Doctor of Science (Eng.), Professor, Department of Refrigerating Machines and Low Potential Energetics. Federal State Autonomic Educational Institution of Higher Professional Education (FGAOU VO) Saint Petersburg National Research University (ITMO University) (190002, Saint Petersburg, Russian Federation, Lomonosov St., Bldg. 9, e-mail: dn.noskoff@rambler.ru).

SHCHEGLOV Georgiy Aleksandrovich (Moscow) — Doctor of Science (Eng.), Professor, Department of Aerospace Systems. Bauman Moscow State Technical University (105005, Moscow, Russian Federation, 2nd Baumanskaya St., Bldg. 5, Block 1, e-mail: shcheglov_ga@bmstu.ru).



В Издательстве МГТУ им. Н.Э. Баумана
вышло в свет учебное пособие
Н.Г. Назарова

**«Методы экспериментальной оценки
качества партии изделий
с учетом степени риска»**

Рассмотрены три вида экспериментальной оценки качества партий однородных изделий: сплошной контроль, контроль с использованием случайной однократной выборки и случайной последовательной выборки. Для всех видов оценки качества партий дан анализ затрат производителя партии, а также доходов и потерь потребителя. Обоснованы условия, при реализации которых производителю целесообразно отказаться от оценки качества партии и выплатить потребителю компенсацию за дефектные изделия.

По вопросам приобретения обращайтесь:
105005, Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1.
Тел.: +7 499 263-60-45, факс: +7 499 261-45-97;
press@bmstu.ru; www.baumanpress.ru