

МАШИНОСТРОЕНИЕ И МАШИНОВЕДЕНИЕ

УДК 621.879:539.4

И. В. БОЯРКИНА

Сибирская государственная
автомобильно-дорожная академия,
г. Омск

УДЕЛЬНАЯ ЭНЕРГОЕМКОСТЬ ПРОЦЕССОВ КОПАНИЯ ГРУНТОВ И МАТЕРИАЛОВ КОВШОМ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ МАШИНЫ

Установлена связь физических параметров удельного сопротивления копанию с удельной энергоемкостью процесса копания ковшом материалов и грунтов. Представлены таблицы удельного сопротивления грунта копанию и резанию, которые являются обобщением статистических результатов многочисленных исследований. Уточнены диапазоны изменения удельного сопротивления копанию грунтов ковшами в соответствии с числом ударов динамического плотногомера, получены средние значения удельных сопротивлений копанию для разных категорий прочности, грунтов. Выполненные исследования позволили установить связь удельного сопротивления копанию материалов с удельной энергоемкостью процесса. На энергоемкость процесса копания грунта влияют категория грунта, толщина стружки, коэффициент разрыхления и другие параметры.

Ключевые слова: удельное сопротивление, прочность, удельная энергоемкость.

Ковшовые машины решают проблему создания механизированных рабочих мест в строительстве и промышленности, обеспечивают повышение производительности труда при выполнении трудоемких технологических операций. Исследование процесса копания грунтов и материалов необходимо для совершенствования ковшовых рабочих органов, снижения энергозатрат при разработке и черпании материалов. Заполнение ковша за минимальное время с коэффициентом заполнения $K_z = 1$ являются условиями, обеспечивающими максимальную производительность машины. Заполнение ковша с большими энергозатратами приводит к снижению эффективности рабочего процесса.

Копание грунтов является более общим понятием по сравнению с резанием грунтов. В работе [1] Н. Г. Домбровский предложил касательную силу сопротивления копанию ковшом определять по формуле

$$P_{01} = P_p + P_T + P_{\Pi'} \quad (H), \quad (1)$$

где P_p — сопротивление грунта резанию; P_T — сила трения ковша о грунт забоя; $P_{\Pi'}$ — сила сопротивления перемещению призмы волочения.

Н. Г. Домбровский предложил общий способ определения касательной силы сопротивления P_{01} на ковше по формуле [1–3]

$$P_{oi} = K_1(\sigma) \cdot A_c, \quad (2)$$

где $K_1(\sigma)$ — удельное сопротивление копанию, приведенное к площади сечения срезаемой стружки, Н/м²; A_c — площадь сечения срезаемой стружки, м².

Удельное сопротивление копанию $K_1(\sigma)$ учитывает все силы сопротивления, возникающие при копании, и определяется экспериментально по формуле

$$K_1(\sigma) = P_{oi} / A_c, \text{ Н/м}^2. \quad (3)$$

Удельное сопротивление резанию $K(\sigma)$ определяется по формуле [4–6]

$$K(\sigma) = P_p / A_c, \text{ Н/м}^2.$$

Выражение (3) позволяет установить связь силы сопротивления копанию с энергетическими характеристиками процесса копания [5, 6]. Пусть в некоторый момент времени t сопротивление копанию равно $P_{oi} = K_1(\sigma) \cdot A_c$. За малое время Δt величины P_{oi} , A_c остаются постоянными, а ковш совершает элементарное перемещение ΔS . За время Δt произошло элементарное изменение энергии копания

$$\begin{aligned} \Delta \mathcal{E}_k &= P_{oi} \cdot \Delta S = K_1(\sigma) \cdot A_c(S) \cdot \Delta S = \\ &= K_1(\sigma) \cdot \Delta V. \end{aligned}$$

Для определения энергии копания за конечное время копания t_k запишем определенный интеграл

$$\mathcal{E}_k = \int_0^S K_1(\sigma) \cdot A_c dS = K_1(\sigma) \int_0^S A_c(S) dS, \quad (4)$$

где S — перемещение режущей кромки ковша по траектории копания.

В выражении (4) под знаком интеграла присутствует объем вырезанного грунта, поэтому формулу для энергии копания можно представить в виде

$$\mathcal{E}_k = K_1(\sigma) \cdot V_G, \quad (5)$$

где V_G — объем грунта, вырезанного ковшом.

Формулы (4) и (5) различные по механическому и физическому смыслу. Поэтому для практических целей коэффициент $K_1(\sigma)$ в формуле (5) определяют для конкретных видов грунтов и разных видов машин как среднее значение за цикл копания по формуле

$$K_1(\sigma) = \mathcal{E}_k / V_G, \text{ Дж/м}^3, \quad (6)$$

где \mathcal{E}_k — энергия, затраченная на процесс копания; V_G — объем вырезанного грунта.

В формулах (3), (6) параметр $K_1(\sigma)$ имеет разные размерности, соответственно Н/м² и Дж/м³.

Значение удельного сопротивления копанию по формуле (6) является средним значением этого параметра для всего цикла заполнения ковша. Значение $K_1(\sigma)$ можно использовать для силовых расчетов при определении энергии, затраченной на процесс копания.

В работе [4] энергия копания материала ковшом определяется через мощность двигателя, затраченную на процесс копания ковшом в наклонном забое с учетом времени копания, коэффициента полезного действия, коэффициента буксования движителя и других факторов.

В технической литературе накоплены результаты по значениям удельных сопротивлений копания, которые можно использовать для расчета сопротивлений копанию и для определения энергии процесса копания [1, 3, 4].

В табл. 1 приведены значения удельных сопротивлений для разных видов грунтов по данным Н. Г. Домбровского, опубликованным в работе Д. П. Волкова [3], приведены значения числа ударов динамического плотномера для разных видов грунтов и средние значения удельных сопротивлений $K_1(\sigma)_{cp}$ для разных видов грунтов.

В табл. 1 значения $K(\sigma)$ и $K_1(\sigma)$ представлены в виде диапазонов для разных видов грунта.

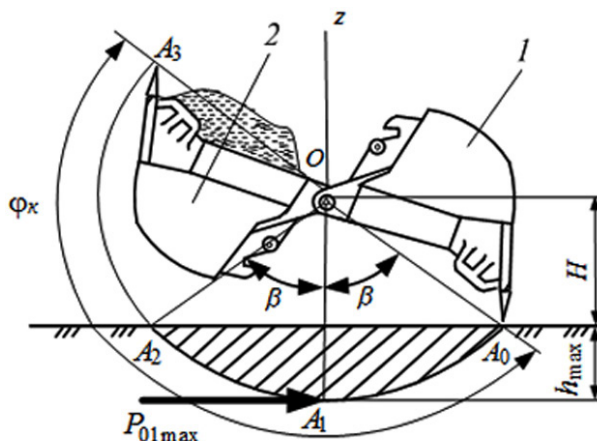


Рис. 1. Ковш экскаватора обратная лопата в крайних положениях:
1 — начало копания; 2 — конечное положение

Таблица 1

Удельные сопротивления грунтов резанию $K(\sigma)$ и копанию $K_1(\sigma)$ для экскаватора «обратная лопата»

Категория грунта	Вид грунта	Удельное сопротивление резанию $K(\sigma)$, кПа	Удельное сопротивление копанию $K_1(\sigma)$, кПа	Число ударов $S_{уд}$ динамического плотномера	Среднее значение удельных сопротивлений копанию $K_1(\sigma)_{cp}$, кПа
I	Песок, супесь	11–45	11–65	1–4	38
II	Суглинок без включений	56–90	81–130	5–8	105,5
III	Суглинок плотный, глина средняя	102–180	146–260	9–16	203

Результаты расчета касательных сопротивлений P_{o1} на ковше и энергии копания \mathcal{E}_k при максимальной срезаемой стружке h_{max}

Категория грунта	I	II	III
Среднее значение удельного сопротивления (энергоёмкость) $K_1(\sigma)_{cp}$ (кН/м ² ; кДж/м ³) $K_1(\mathcal{E})_{cp}$	38	105,5	203
Коэффициент разрыхления K_p	1,08	1,21	1,27
Угол установки ковша β , град.	52,5	50,32	49,42
Максимальная толщина стружки, h_{max} , м	0,602	0,556	0,538
Площадь стружки в положении ковша посередине траектории копания, A_c , м ²	0,678	0,626	0,607
Объем вырезанного грунта в положении зуба посередине траектории копания V_r , м ³	0,5785	0,5165	0,470
Сопротивление копанию при максимальной стружке P_{o1} , кН	25,76	66,04	123,22
Энергия копания при максимальной стружке \mathcal{E}_k , кДж	21,98	54,49	95,41

Удельное сопротивление копанию возрастает в течение времени копания для каждого вида грунта и максимально в конце копания.

На рис. 1 показан процесс вырезания цилиндрического сегмента грунта на горизонтальной площадке ковшем экскаватора «обратная лопата».

Рассмотрим пример использования табл. 1 для определения сил сопротивления и энергии копания. Ковш экскаватора имеет вместимость $q_k = 1,0$ м³; радиус поворота зуба ковша $R_z = OA_0 = 1,54$ м; ширину ковша $b_z = 1,126$ м; коэффициент наполнения ковша $K_n = 1$; коэффициент образования объема призмы волочения $K_q = 1,25$ [5, 6].

Угол установки ковша при копании определяется по формуле с использованием заданных параметров по формуле [7, 8]

$$\beta \frac{\pi}{180} - \sin \beta \cos \beta - \frac{q_k K_n K_q}{K_p R_z^2 b_k} = 0. \quad (7)$$

Касательная сила P_{o1} на ковше имеет максимальное значение в положении OA_1 посередине траектории при максимальной толщине вырезаемой стружки h_{max} .

В табл. 2 приведены средние значения удельных сопротивлений копанию $K_1(\sigma)_{cp}$ категорий грунтов, результаты расчетов.

Угол β установки ковша при копании по формуле (7) зависит от коэффициента разрыхления K_p (см. табл. 2).

Максимальная толщина стружки h_{max} и площадь сечения стружки определяются по формулам

$$h_{max} = R_z - R_z \cos \beta; \quad A_c = h_{max} b_z. \quad (8)$$

Объем вырезанного грунта в плотном теле при максимальной стружке равен половине объема цилиндрического сегмента

$$V_r = 0,5 \left(\beta \frac{\pi}{180} - \sin \beta \cos \beta \right) R_z^2 b_k. \quad (9)$$

Выполненные исследования позволили установить, что сопротивление копанию для грунтов I–III категорий ковшем вместимостью $q_k = 1,0$ м³

возрастает, а энергия копания пропорциональна силам сопротивления. На энергоёмкость процесса копания грунта влияют категория грунта, толщина стружки, коэффициент разрыхления и другие параметры.

Выводы. Уточнены понятия и установлена связь удельного сопротивления копанию и удельной энергоёмкости копания материалов ковшем. Получены средние значения удельного сопротивления копанию, рассмотрен реальный процесс расчета энергоёмкости технологического процесса машины.

Библиографический список

1. Домбровский Н. Г. Экскаваторы. М.: Машиностроение, 1969. 236 с.
2. Ветров Ю. А. Резание грунтов землеройными машинами. М.: Машиностроение, 1971. 360 с.
3. Волков Д. П., Крикун В. Я., Тоголин П. Е. [и др.]. Машины для земляных работ / под ред. Д. П. Волкова. М.: Машиностроение, 1992. 448 с.
4. Бояркина И. В. Технологическая механика одноковшовых фронтальных погрузчиков: моногр. Омск: СибАДИ, 2011. 336 с.
5. Воронов Ю. Е., Зыков П. А. Обоснование и определение показателей технического уровня карьерных одноковшовых экскаваторов // Вестник КузГТУ. 2011. № 2. С 67–70.
6. Бояркина И. В. Механика взаимодействия рабочего оборудования строительных машин с разрабатываемой средой // Вестник СибАДИ. 2007. Вып. 6. Машины, технологии и процессы в строительстве: тр. Междунар. конгресса. 6–7 декабря 2007 г. Омск: СибАДИ, 2007. С. 181–187.
7. Тарасов В. Н., Бояркина И. В. Удельное сопротивление копанию грунтов и материалов ковшовыми машинами // Строительные и дорожные машины. 2016. № 3. С. 20–23.
8. Тарасов В. Н., Бояркина И. В. Способ определения удельного сопротивления копанию грунтов и материалов ковшовыми машинами методом физического моделирования // Строительные и дорожные машины. 2016. № 4. С. 22–26.

БОЯРКИНА Ирина Владимировна, доктор технических наук, профессор кафедры «Механика». Адрес для переписки: iriboyarkina@yandex.ru

Статья поступила в редакцию 02.02.2017 г.

© И. В. Бояркина

ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЙ МЕТОД РАСЧЁТА НАГРУЗОЧНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК РЕЗИНОКОРДНОЙ ПЛОСКОЙ МУФТЫ С УЧЁТОМ НЕСООСНОСТИ СОЕДИНЯЕМЫХ ВАЛОВ

Резинокордные плоские муфты конструкции ФНПЦ «Прогресс», защищенные патентами РФ, обладают рядом достоинств, главными из которых являются малые осевые размеры и возможность компенсации значительных радиальных, осевых и угловых смещений соединяемых валов в приводах широкого диапазона значений передаваемого крутящего момента. В статье используется термодинамический подход для описания нагрузочных характеристик упругого элемента муфты при произвольных монтажных смещениях полу-муфт и углах закрутки. Получены определяющие соотношения в квадратичном приближении потенциальной функции с учетом температуры.

Ключевые слова: резинокордная муфта, несоосность валов, термодинамика деформирования, определяющие соотношения, нагрузочные характеристики.

Введение. В современном машиностроении широкое распространение нашли высокоэластичные муфты с упругими элементами, конструктивно выполненными из резины или резинокордного материала в виде оболочек вращения [1, 2]. Одной из перспективных конструкций высокоэластичных муфт является конструкция резинокордной плоской муфты, разработанная в ФНПЦ «Прогресс» (рис. 1). Резинокордные плоские муфты (РКПМ) предназначены для передачи больших крутящих моментов, отличаются простотой конструкции и малыми осевыми размерами, обладают высокими компенсирующими свойствами, что позволяет использовать их при значительных радиальных, осевых и угловых смещениях соединяемых валов в приводах, испытывающих статические и динамические нагрузки в широком диапазоне значений. В настоящее время достаточно полно исследованы нагрузочные характеристики РКПМ в случае, когда соединяемые валы соосны [3–5]. Общий случай, когда валы несоосны, является неисследованным. Чтобы устранить указанный пробел, в настоящей статье используется феноменологический метод классической термодинамики, который предполагает, что деформации резинокордного элемента муфты упругие и обратимые. Данное предположение лежит в основе теории резинокордных пластин и оболочек [6, 7]. Отличие проявляется в том, что термодинамический метод по своей сути является расчётно-экспериментальным методом, в котором нет нужды в явном моде-

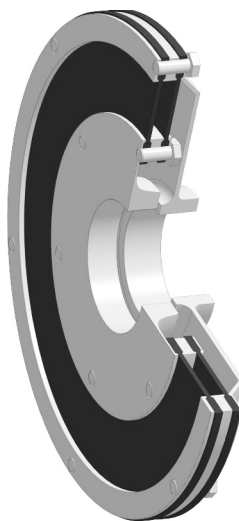


Рис. 1. Трёхмерная модель РКПМ

лировании внутреннего строения резинокордного композита и довольно сложного взаимодействия армирующих элементов со связующей матрицей. Взамен этого привлекаются данные экспериментальных исследований РКПМ.

1. Упрощающие допущения. Для определения нагрузочных характеристик РКПМ с несколькими

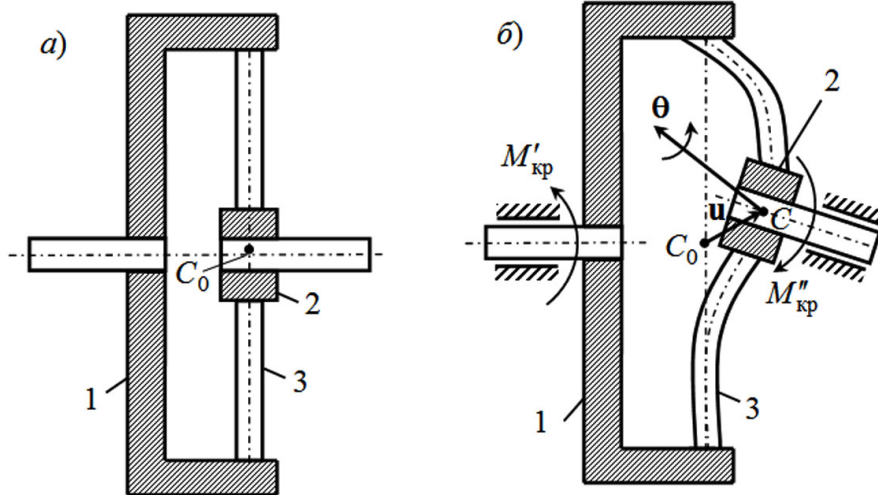


Рис. 2. Расчётная схема РКПМ в начальном (а) и текущем (б) состояниях:
1 — большая полумуфта; 2 — малая полумуфта; 3 — упругий элемент

упругими элементами достаточно рассмотреть более простой случай РКПМ с одним упругим элементом (рис. 2), исходя из следующих упрощающих допущений: а) большая полумуфта 1 и малая полумуфта 2 являются абсолютно твердыми телами; б) резинокордный элемент 3 является упругим телом в том смысле, что неупругими свойствами резинокордного композита можно пренебречь с достаточной для практики точностью; в) аэродинамические силы, действующие на упругий элемент при его вращении, а также возникающие при этом силы инерции пренебрежимо малы по сравнению с силами, возникающими при деформации упругого элемента от действия приложенного крутящего момента и монтажных смещений (осевых, радиальных, угловых); г) температурный режим работы муфты близок к изотермическому.

Благодаря принятым допущениям исчезает разница в механическом поведении упругого элемента в условиях установившегося вращения муфты с постоянной угловой скоростью и в условиях статического равновесия при закреплении одной из полумуфт и приложении к другой полумуфте крутящего момента (после придания ей соответствующих монтажных смещений).

Без ограничения общности можно считать большую полумуфту 1 условно неподвижной (рис. 2). Вследствие этого предметом дальнейшего исследования будут изотермические процессы квазистатического деформирования упругого элемента муфты за счет приложенного крутящего момента и перемещений малой полумуфты 2 при жестко закреплённой большой полумуфте 1.

В качестве центра приведения внешних сил, действующих на большую полумуфту со стороны упругого элемента, возьмём неподвижную точку C_0 , лежащую на оси большой полумуфты в плоскости симметрии резинокордного диска (рис. 2а). Для малой полумуфты в качестве полюса возьмём аналогично расположенную подвижную материальную точку, которая в начальном (недеформированном, ненагруженном) состоянии муфты занимает положение C_0 , а в текущем (деформированном, нагруженном) состоянии — положение C (рис. 2б). Обозначим через \mathbf{u} — вектор перемещения полюса C : $\mathbf{u} = \overline{C_0C}$, а через θ — вектор поворота малой

полумуфты вокруг полюса C . Данное перемещение и поворот совершаются малой полумуфтой (относительно большой полумуфты) за счет монтажных смещений (осевых, радиальных, угловых) и закручивания под действием приложенных нагрузок. Одновременно с этим полюс C принимается за центр приведения внешних сил, приложенных к малой полумуфте со стороны упругого элемента.

Пусть \mathbf{P}' , \mathbf{M}'_{C_0} — главный вектор и главный момент (относительно центра C_0) всех сил, приложенных к упругому элементу со стороны большой полумуфты, а \mathbf{P}'' , \mathbf{M}''_C — главный вектор и главный момент (относительно центра C) всех сил, приложенных к упругому элементу со стороны малой полумуфты. Тогда из условия равновесия упругого элемента следуют равенства (рис. 2)

$$\mathbf{P}' + \mathbf{P}'' = 0, \quad \mathbf{M}'_{C_0} + \mathbf{M}''_C + \mathbf{u} \times \mathbf{P}'' = 0.$$

Следовательно, если тем или иным образом станут известными соотношения

$$\mathbf{P}'' = \mathbf{P}''(\mathbf{u}, \theta), \quad \mathbf{M}''_C = \mathbf{M}''_C(\mathbf{u}, \theta),$$

описывающие главный вектор и главный момент сил, действующих на упругий элемент со стороны малой полумуфты, в зависимости от вектора ее смещения \mathbf{u} и угла поворота θ , то по формулам

$$\mathbf{P}' = -\mathbf{P}''(\mathbf{u}, \theta), \quad \mathbf{M}'_{C_0} = -\mathbf{M}''_C(\mathbf{u}, \theta) - \mathbf{u} \times \mathbf{P}''(\mathbf{u}, \theta)$$

можно будет определить главный вектор и главный момент сил, действующих на упругий элемент со стороны большой полумуфты.

2. Термодинамика деформирования упругого элемента муфты. По первому началу термодинамики [8, 9] элементарное приращение полной энергии E упругого элемента происходит за счет работы внешних сил dA^{ext} и теплоты dQ^{ext} , подводимой от внешних источников:

$$dE = dA^{\text{ext}} + dQ^{\text{ext}}. \quad (1)$$

Полная энергия E складывается из внутренней энергии U и кинетической энергии K , которая применительно к условиям рассматриваемой задачи

и принятых допущений равна нулю. Поэтому уравнение (1) имеет вид

$$dU = dA^{\text{ext}} + dQ^{\text{ext}}. \quad (2)$$

Работа внешних сил складывается из работы сил, приложенных к упругому элементу со стороны малой полумуфты (рис. 2):

$$dA^{\text{ext}} = \mathbf{P}'' \cdot d\mathbf{u} + \mathbf{M}_C'' \cdot d\boldsymbol{\varphi}. \quad (3)$$

Здесь $d\mathbf{u}$ — элементарное (бесконечно малое) перемещение центра C из текущего состояния (рис. 2б). Элементарный вектор поворота $d\boldsymbol{\varphi}$ малой полумуфты из *текущего* состояния связан с элементарным приращением $d\boldsymbol{\theta}$ угла поворота $\boldsymbol{\theta}$ малой полумуфты из *начального* состояния (рис. 2б) следующими соотношениями [10]

$$d\boldsymbol{\varphi} = \mathbf{Z}^{-1} \cdot d\boldsymbol{\theta}, \quad d\boldsymbol{\theta} = \mathbf{Z} \cdot d\boldsymbol{\varphi}. \quad (4)$$

Тензор второго ранга $\mathbf{Z} = \mathbf{Z}(\boldsymbol{\theta})$ определяется выражениями

$$\mathbf{Z} = \mathbf{I} - \frac{1}{2} \boldsymbol{\theta} \times \mathbf{I} + \frac{1-g}{|\boldsymbol{\theta}|^2} (\boldsymbol{\theta} \times \mathbf{I}), \quad g = \frac{|\boldsymbol{\theta}| \sin|\boldsymbol{\theta}|}{2(1 - \cos|\boldsymbol{\theta}|)}.$$

Согласно (4) тензор \mathbf{Z} , называемый тензором-интегратором [10], исполняет роль интегрирующего множителя, переводящего линейную дифференциальную форму $d\boldsymbol{\varphi}$ в полный дифференциал $d\boldsymbol{\theta}$. Благодаря (4) выражение (3) становится дифференциальной формой вида

$$dA^{\text{ext}} = \mathbf{P}'' \cdot d\mathbf{u} + \mathbf{M}_C'' \cdot \mathbf{Z}^{-1}(\boldsymbol{\theta}) \cdot d\boldsymbol{\theta}.$$

Введём обозначения

$$\mathbf{P} = \mathbf{P}'', \quad \mathbf{M}_C = \mathbf{M}_C'' \cdot \mathbf{Z}^{-1}(\boldsymbol{\theta}). \quad (5)$$

В результате окончательно находим

$$dA^{\text{ext}} = \mathbf{P} \cdot d\mathbf{u} + \mathbf{M}_C \cdot d\boldsymbol{\theta}. \quad (6)$$

В дальнейшем вектор \mathbf{M}_C будем называть *приведённым главным моментом*. Точно так же для единообразия речи вектор \mathbf{P} будем называть *приведённым главным вектором*. Соответственно, векторы \mathbf{M}_C'' и \mathbf{P}'' в (5) будем называть *истинным главным моментом* и *истинным главным вектором* по аналогии с терминологией, принятой в рациональной механике сплошных сред [9, 11, 12].

По второму началу термодинамики [8, 9] теплота, подводимая от внешних источников, в обратимых процессах определяется равенством

$$dQ^{\text{ext}} = TdS, \quad (7)$$

в котором T — абсолютная температура, S — энтропия упругого элемента.

Совместно уравнения (2), (6), (7) приводят к объединённому уравнению первого и второго начал термодинамики (уравнению Клаузиуса)

$$dU = \mathbf{P} \cdot d\mathbf{u} + \mathbf{M}_C \cdot d\boldsymbol{\theta} + TdS. \quad (8)$$

Отсюда получаем

$$\mathbf{P} = \left(\frac{\partial U}{\partial \mathbf{u}} \right)_{\boldsymbol{\theta}, S}, \quad \mathbf{M}_C = \left(\frac{\partial U}{\partial \boldsymbol{\theta}} \right)_{\mathbf{u}, S}, \quad T = \left(\frac{\partial U}{\partial S} \right)_{\mathbf{u}, \boldsymbol{\theta}}. \quad (9)$$

Первые два соотношения (9) определяют величины приведённого главного вектора \mathbf{P} и приведённого главного момента \mathbf{M}_C для адиабатических процессов деформирования упругого элемента муфты как функции вектора перемещения \mathbf{u} , вектора поворота $\boldsymbol{\theta}$ и энтропии S . При этом внутренняя энергия U выступает в роли термодинамического потенциала, поскольку рассматривается как функция вида $U(\mathbf{u}, \boldsymbol{\theta}, S)$.

Чтобы перейти к изотермическим процессам деформирования, представляющим наибольший интерес для практики, осуществим в (8) преобразование Лежандра

$$TdS = d(TS) - SdT.$$

Получим уравнение

$$dF = \mathbf{P} \cdot d\mathbf{u} + \mathbf{M}_C \cdot d\boldsymbol{\theta} - SdT, \quad (10)$$

в котором роль термодинамического потенциала выполняет свободная энергия (термодинамический потенциал Гельмгольца)

$$F = U - TS. \quad (11)$$

Согласно (10)

$$\mathbf{P} = \left(\frac{\partial F}{\partial \mathbf{u}} \right)_{\boldsymbol{\theta}, T}, \quad \mathbf{M}_C = \left(\frac{\partial F}{\partial \boldsymbol{\theta}} \right)_{\mathbf{u}, T}, \quad S = - \left(\frac{\partial F}{\partial T} \right)_{\mathbf{u}, \boldsymbol{\theta}}. \quad (12)$$

Таким образом, если свободная энергия известна как функция вида $F(\mathbf{u}, \boldsymbol{\theta}, T)$, то по формулам (12) можно определить приведённый главный вектор \mathbf{P} , приведённый главный момент \mathbf{M}_C и энтропию S как функции вектора перемещения \mathbf{u} , вектора поворота $\boldsymbol{\theta}$ и абсолютной температуры T .

3. Термомеханические свойства упругого элемента муфты в квадратичном приближении по свободной энергии. В классической теории упругости при установлении связи между тензором напряжений и тензором деформации для изотропных и анизотропных упругих тел широко используется метод, по которому свободная энергия (упругий потенциал) представляется квадратичной функцией компонент тензора деформаций [13–15]. Аналогичный подход можно применить к резинокордной плоской муфте при первоначальном ее исследовании.

Разложим свободную энергию $F(\mathbf{u}, \boldsymbol{\theta}, T)$ в ряд Тейлора по векторным аргументам \mathbf{u} , $\boldsymbol{\theta}$ и ограничимся квадратичными слагаемыми. Получим

$$F = F_0 + \frac{1}{2} [\mathbf{u} \cdot \mathbf{K} \cdot \mathbf{u} + \boldsymbol{\theta} \cdot \boldsymbol{\Omega} \cdot \boldsymbol{\theta} + 2\mathbf{u} \cdot \mathbf{C} \cdot \boldsymbol{\theta}]. \quad (13)$$

Здесь приняты во внимание соотношения (12), по которым (рис. 2)

$$\left(\frac{\partial F}{\partial \mathbf{u}} \right)_{\boldsymbol{\theta}, T} \Big|_{\mathbf{u}=0, \boldsymbol{\theta}=0} = \mathbf{P}(\mathbf{u}=0, \boldsymbol{\theta}=0, T) = 0,$$

$$\left(\frac{\partial F}{\partial \boldsymbol{\theta}} \right)_{\mathbf{u}, T} \Big|_{\mathbf{u}=0, \boldsymbol{\theta}=0} = \mathbf{M}_C(\mathbf{u}=0, \boldsymbol{\theta}=0, T) = 0.$$

При записи (13) введены обозначения

$$\mathbf{K} = \left(\frac{\partial^2 F}{\partial \mathbf{u} \partial \mathbf{u}} \right)_{\mathbf{u}=0, \boldsymbol{\theta}=0}, \quad \boldsymbol{\Omega} = \left(\frac{\partial^2 F}{\partial \boldsymbol{\theta} \partial \boldsymbol{\theta}} \right)_{\mathbf{u}=0, \boldsymbol{\theta}=0},$$

$$\mathbf{C} = \left(\frac{\partial^2 F}{\partial \mathbf{u} \partial \boldsymbol{\theta}} \right)_{\mathbf{u}=\mathbf{0}, \boldsymbol{\theta}=\mathbf{0}} = \left(\frac{\partial^2 F}{\partial \mathbf{u} \partial \boldsymbol{\theta}} \right)_{\mathbf{u}=\mathbf{0}, \boldsymbol{\theta}=\mathbf{0}}^T,$$

для тензоров второго ранга, которые по примеру [16] будем называть *трансляционным*, *ротационным* и *смешанным тензорами* соответственно. Тензоры \mathbf{K} , $\boldsymbol{\Omega}$, \mathbf{C} зависят от температуры T , как и свободный член F_0 в (13).

3.1. Термодинамические ограничения. Согласно (2), (7), (11),

$$dF = dA^{\text{ext}} - SdT. \quad (14)$$

При изотермическом деформировании упругого элемента муфты, когда вектор перемещения \mathbf{u} и вектор поворота $\boldsymbol{\theta}$ изменяются от нуля до некоторого произвольного значения, из (14) вытекает интегральное соотношение

$$\Delta F_T = \int dF = F(\mathbf{u}, \boldsymbol{\theta}, T) - F_0(T) = \int dA^{\text{ext}} = A^{\text{ext}}.$$

Затрачиваемая на деформацию работа внешних сил A^{ext} всегда положительная, если только $|\mathbf{u}| \neq 0$ и (или) $|\boldsymbol{\theta}| \neq 0$. Поэтому в силу (13) справедливо условие не отрицательности изотермического приращения свободной энергии:

$$\Delta F_T = \frac{1}{2} [\mathbf{u} \cdot \mathbf{K} \cdot \mathbf{u} + \boldsymbol{\theta} \cdot \boldsymbol{\Omega} \cdot \boldsymbol{\theta} + 2\mathbf{u} \cdot \mathbf{C} \cdot \boldsymbol{\theta}] \geq 0. \quad (15)$$

Знак равенства в (15) имеет место тогда и только тогда, когда $\mathbf{u} = \mathbf{0}$, $\boldsymbol{\theta} = \mathbf{0}$.

Если положить в (15) поочередно $\mathbf{u} \neq \mathbf{0}$, $\boldsymbol{\theta} = \mathbf{0}$ и $\mathbf{u} = \mathbf{0}$, $\boldsymbol{\theta} \neq \mathbf{0}$, придём к выводу, что трансляционный тензор \mathbf{K} и ротационный тензор $\boldsymbol{\Omega}$ являются симметричными, положительно определенными тензорами: собственные числа данных тензоров положительны (и отличны от нуля).

Чтобы найти ограничения, которые накладывает условие (15) на смешанный тензор \mathbf{C} , положим $\mathbf{u} = u_\alpha \mathbf{e}_\alpha$, $\boldsymbol{\theta} = \theta_\beta \mathbf{e}_\beta$, где \mathbf{e}_α , \mathbf{e}_β — один из ортов декартовой системы координат ($\alpha, \beta = 1, 2, 3$). С учетом (15) получаем

$$2\Delta F_T = K_{\alpha\alpha} u_\alpha^2 + \Omega_{\beta\beta} \theta_\beta^2 + 2C_{\alpha\beta} u_\alpha \theta_\beta \geq 0. \quad (16)$$

Приняв поочередно $u_\alpha \neq 0$, $\theta_\beta = 0$ и $u_\alpha = 0$, $\theta_\beta \neq 0$, приходим к выводу, что все элементы матриц $[K_{ij}]$, $[\Omega_{ij}]$ на главной диагонали положительные

$$K_{\alpha\alpha} > 0, \quad \Omega_{\beta\beta} > 0.$$

Положив после этого в (16) $u_\alpha = \cos\psi/\sqrt{K_{\alpha\alpha}}$, $\theta_\beta = \sin\psi/\sqrt{\Omega_{\beta\beta}}$, получим

$$1 + \frac{C_{\alpha\beta}}{\sqrt{K_{\alpha\alpha}} \sqrt{\Omega_{\beta\beta}}} \sin 2\psi \geq 0.$$

Взяв $\psi = -\pi/4$, если $C_{\alpha\beta} > 0$, или $\psi = \pi/4$, если $C_{\alpha\beta} < 0$, имеем

$$1 - \frac{|C_{\alpha\beta}|}{\sqrt{K_{\alpha\alpha}} \sqrt{\Omega_{\beta\beta}}} > 0.$$

Следовательно, справедливым является неравенство

$$K_{\alpha\alpha} \Omega_{\beta\beta} > C_{\alpha\beta}^2, \quad (\alpha, \beta = 1, 2, 3).$$

3.2. Определяющие соотношения. Обратимся к соотношениям (12). Подставив в них (13), получим

$$\mathbf{P} = \left(\frac{\partial F}{\partial \mathbf{u}} \right)_{\boldsymbol{\theta}, T} = \mathbf{K} \cdot \mathbf{u} + \mathbf{C} \cdot \boldsymbol{\theta},$$

$$\mathbf{M}_C = \left(\frac{\partial F}{\partial \boldsymbol{\theta}} \right)_{\mathbf{u}, T} = \boldsymbol{\Omega} \cdot \boldsymbol{\theta} + \mathbf{C}^T \cdot \mathbf{u}, \quad (17)$$

$$S = - \left(\frac{\partial F}{\partial T} \right)_{\mathbf{u}, \boldsymbol{\theta}} =$$

$$= S_0 - \frac{1}{2} [\mathbf{u} \cdot \mathbf{K}' \cdot \mathbf{u} + \boldsymbol{\theta} \cdot \boldsymbol{\Omega}' \cdot \boldsymbol{\theta} + 2\mathbf{u} \cdot \mathbf{C}' \cdot \boldsymbol{\theta}]. \quad (18)$$

Здесь введены обозначения

$$S_0(T) = - \frac{dF_0(T)}{dT}, \quad \mathbf{K}'(T) = \frac{d\mathbf{K}(T)}{dT},$$

$$\boldsymbol{\Omega}'(T) = \frac{d\boldsymbol{\Omega}(T)}{dT}, \quad \mathbf{C}'(T) = \frac{d\mathbf{C}(T)}{dT}.$$

Выражение для внутренней энергии упругого элемента муфты можно найти с помощью определения (11):

$$U = F + TS = U_0 + \frac{1}{2} \left[\mathbf{u} \cdot (\mathbf{K} - T\mathbf{K}') \cdot \mathbf{u} + \boldsymbol{\theta} \cdot (\boldsymbol{\Omega} - T\boldsymbol{\Omega}') \cdot \boldsymbol{\theta} + 2\mathbf{u} \cdot (\mathbf{C} - T\mathbf{C}') \cdot \boldsymbol{\theta} \right], \quad (19)$$

где $U_0(T) = F_0(T) + TS_0(T)$.

Чтобы конкретизировать определяющие соотношения (17), (18) в большей степени, воспользуемся понятием теплоемкости упругого элемента муфты при неподвижной малой полумуфте:

$$C = \left(\frac{dQ^{\text{ext}}}{dT} \right)_{\mathbf{u}, \boldsymbol{\theta}}. \quad (20)$$

На основании (2), (3) и (7) для теплоемкости (20) имеем

$$C = \left(\frac{\partial U}{\partial T} \right)_{\mathbf{u}, \boldsymbol{\theta}}, \quad C = T \left(\frac{\partial S}{\partial T} \right)_{\mathbf{u}, \boldsymbol{\theta}}. \quad (21)$$

С высокой точностью теплоемкость (21) можно считать константой. Тогда, полагая $\mathbf{u} = \mathbf{0}$, $\boldsymbol{\theta} = \mathbf{0}$ со ссылкой на (18), (19), (11), получим

$$U_0(T) = U_\phi + C(T - T_\phi). \quad (22)$$

$$S_0(T) = S_\phi + C \int_{T_\phi}^T \frac{dT}{T} = S_\phi + C \ln \frac{T}{T_\phi}. \quad (23)$$

$$F_0(T) = F_\phi - S_\phi(T - T_\phi) + C(T - T_\phi) - CT \ln \frac{T}{T_\phi}. \quad (24)$$

Здесь T_ϕ — некоторая фиксированная температура (например, комнатная),

$$U_\phi = U_0(T_\phi) = U(\mathbf{u} = \mathbf{0}, \boldsymbol{\theta} = \mathbf{0}, T = T_\phi),$$

$$S_\phi = S_0(T_\phi) = S(\mathbf{u} = \mathbf{0}, \boldsymbol{\theta} = \mathbf{0}, T = T_\phi),$$

$$F_\phi = U_\phi - T_\phi S_\phi = F_0(T_\phi) = F(\mathbf{u} = \mathbf{0}, \boldsymbol{\theta} = \mathbf{0}, T = T_\phi).$$

С другой стороны, благодаря постоянству теплоемкости C упругого элемента муфты, второе равенство (21) можно записать в виде

$$C = T \left(\frac{\partial S}{\partial T} \right)_{\mathbf{u}, \boldsymbol{\theta}} = T \frac{dS_0(T)}{dT}.$$

Если подставить в данное соотношение общее выражение для энтропии (18) и не полагать при этом $\mathbf{u} = 0$, $\boldsymbol{\theta} = 0$, придем к равенству

$$\mathbf{u} \cdot \mathbf{K}'' \cdot \mathbf{u} + \boldsymbol{\theta} \cdot \boldsymbol{\Omega}'' \cdot \boldsymbol{\theta} + 2\mathbf{u} \cdot \mathbf{C}'' \cdot \boldsymbol{\theta} = 0,$$

которое выполняется только в том случае, когда вторые производные по температуре \mathbf{K}'' , $\boldsymbol{\Omega}''$, \mathbf{C}'' равны нулю. Следовательно, требование постоянства теплоемкости C автоматически влечет за собой линейную зависимость тензоров \mathbf{K} , $\boldsymbol{\Omega}$, \mathbf{C} от температуры:

$$\begin{aligned} \mathbf{K} &= \mathbf{K}_\phi + \mathbf{K}'(T - T_\phi), \quad \boldsymbol{\Omega} = \boldsymbol{\Omega}_\phi + \boldsymbol{\Omega}'(T - T_\phi), \\ \mathbf{C} &= \mathbf{C}_\phi + \mathbf{C}'(T - T_\phi). \end{aligned} \quad (25)$$

Вследствие этого внутренняя энергия (19) будет равна

$$U = U_0(T) + \frac{1}{2} \left[\mathbf{u} \cdot (\mathbf{K}_\phi - T_\phi \mathbf{K}') \cdot \mathbf{u} + \boldsymbol{\theta} \cdot (\boldsymbol{\Omega}_\phi - T_\phi \boldsymbol{\Omega}') \cdot \boldsymbol{\theta} + 2\mathbf{u} \cdot (\mathbf{C}_\phi - T_\phi \mathbf{C}') \cdot \boldsymbol{\theta} \right].$$

Как видим, в рассматриваемом случае внутренняя энергия, а также энтропия (18) будут зависеть от температуры только через функции (22), (23).

Таким образом, благодаря зависимостям (25), определяющие соотношения (17) для приведенного главного вектора и приведенного главного момента определяются с точностью до постоянных коэффициентов, являющихся компонентами шести тензоров второго ранга \mathbf{K}_ϕ , \mathbf{K}' , $\boldsymbol{\Omega}_\phi$, $\boldsymbol{\Omega}'$, \mathbf{C}_ϕ , \mathbf{C}' . Численные значения данных коэффициентов находятся по данным испытаний резинокордной муфты (с одним упругим элементом) на чистое осевое смещение, чистое радиальное смещение, чистое кручение и чистый изгиб, которые следует проводить при двух разных температурах.

Выводы. Общий термодинамический анализ, проведенный для упругого элемента муфты, показывает, что решение задачи определения главных векторов и главных моментов сил, действующих на упругий элемент со стороны большой и малой полумуфт, замыкается на задаче отыскания адекватного выражения для свободной энергии, как термодинамического потенциала $F(\mathbf{u}, \boldsymbol{\theta}, T)$.

Библиографический список

1. Поляков В. С., Барбаш И. Д., Ряховский О. Д. Справочник по муфтам. Л.: Машиностроение, 1974. 352 с.
2. Трибельский И. А., Шалай В. В., Зубарев А. В., Трибельский М. И. Расчётно-экспериментальные методы проектиро-

вания сложных резинокордных конструкций: моногр. Омск: Изд-во ОмГТУ, 2011. 240 с. ISBN 978-5-8149-1077-6.

3. Ильичев В. А., Корнеев В. С., Корнеев С. А. Дискретная математическая модель резинокордной плоской муфты // Омский научный вестник. Сер. Приборы, машины и технологии. 2015. № 3 (143). С. 117–123.

4. Korneev S. A., Korneev V. S., Ilyichev V. A., Vaskova M. V. Flat shell stress-strain state calculation // Procedia Engineering, Elsevier Ltd. 2015. № 113. P. 270–275.

5. Корнеев С. А., Корнеев В. С., Ильичев В. А., Васюкова М. В. Расчет напряженно-деформированного состояния плоской оболочки в ANSYS // Численные методы решения задач теории упругости и пластичности: материалы XXIV Всерос. конф. Омск: ОмГТУ, 2015. С. 100–104.

6. Бидерман В. Л. Механика тонкостенных конструкций. М.: Машиностроение, 1977. 488 с.

7. Черных К. Ф. Нелинейная теория упругости в машиностроительных расчётах. Л.: Машиностроение, 1986. 336 с.

8. Базаров И. П. Термодинамика. 4-е изд., перераб. и доп. М.: Высшая шк., 1991. 376 с. ISBN 5-06-000626-3.

9. Корнеев С. А. Понятия и основы локально-неравновесной термодинамики сплошной среды: моногр. Омск: Изд-во ОмГТУ, 2009. 284 с.

10. Жилин П. А. Теоретическая механика. Фундаментальные законы механики. СПб.: Изд-во СПбГПУ, 2003. 340 с. ISBN 5-7422-0465-5.

11. Лурье А. И. Нелинейная теория упругости: моногр. М.: Наука, 1980. 512 с.

12. Трудсдел К. Первоначальный курс рациональной механики сплошных сред: моногр. / пер. с англ. Р. В. Гольдштейна, В. М. Ентова; под ред. П. А. Жилина, А. И. Лурье. М.: Мир, 1975. 592 с.

13. Демидов С. П. Теория упругости. М.: Высшая шк., 1979. 432 с.

14. Новацкий В. Теория упругости: моногр. / пер. с пол. Б. Е. Победра. М.: Мир, 1975. 872 с.

15. Снеддон И. Н., Берри Д. С. Классическая теория упругости / пер. с англ. А. И. Смирнова; под ред. Э. И. Григolloка. М.: ГИФМА, 1961. 219 с.

16. Хапфель Дж., Бреннер Г. Гидродинамика при малых числах Рейнольдса / пер. с англ. М.: Мир, 1976. 630 с.

КОРНЕЕВ Сергей Александрович, доктор технических наук, профессор (Россия), профессор кафедры «Основы теории механики и автоматического управления» Омского государственного технического университета (ОмГТУ).

КОРНЕЕВ Владимир Сергеевич, кандидат технических наук, доцент (Россия), доцент кафедры «Основы теории механики и автоматического управления» ОмГТУ.

РОМАНЮК Дмитрий Анатольевич, ведущий инженер-конструктор ФНПЦ «Прогресс».

Адрес для переписки: korneyev@omgtu.ru, korsa_home@mail.ru

Статья поступила в редакцию 11.02.2017 г.

© С. А. Корнеев, В. С. Корнеев, Д. А. Романюк

С. В. КОРНЕЕВ
С. В. ПАШУКЕВИЧ
Д. С. РЫБАЛЬСКИЙ
В. Д. БАКУЛИНА
Р. В. БУРАВКИН
Н. Ю. МАЧЕХИН
И. И. ШИРЛИН

Омский государственный
технический университет,
г. Омск

ОАО «Сургутнефтегаз»,
г. Сургут

Омский автобронетанковый
инженерный институт,
г. Омск

ВЛИЯНИЕ КАЧЕСТВА ДИЗЕЛЬНОГО ТОПЛИВА НА РАБОТУ ДВИГАТЕЛЯ

Представлен вариант анализа показателей качества дизельного топлива, которые влияют на работоспособность и долговечность двигателей, такие как содержание серы, зольность и некоторые другие. Проведен анализ топлива на хромато-масс-спектрометре, который выявил, что содержание серы в полученных пробах находится на недопустимо высоком уровне. Это приводит к нарушениям в работе дизельных двигателей, что отображено на реальных примерах. Проведенная работа позволила сделать выводы о необходимых требованиях к топливу и моторному маслу, что было реализовано за счет совершенствования их производства.

Ключевые слова: дизельное топливо, моторное масло, двигатель внутреннего сгорания, концентрация серы.

При освоении газовых и нефтяных месторождений используется большое количество мобильной подвижной техники, оснащённой дизельными двигателями внутреннего сгорания. Средний «возраст» машин и механизмов не превышает 6 лет, то есть двигатели соответствуют 2–5 экологическому классу. Столь высокие экологические классы предъявляют особые требования к используемому топливу и, в частности, по содержанию серы, воды и механических примесей, зольности и других показателей [1].

Исследование методом газовой хромато-масс-спектрометрии. Исследование качественного состава представленных образцов нефтепродукта проводили на хромато-масс-спектрометре марки Agilent Technologies 6890/5973N. Хроматографическое разделение провели в неполярной капиллярной хроматографической колонке HP 5ms. Диаметр колонки составляет 0,25 мм, длина — 30 м. Газ-носитель — гелий ОСЧ (99,99 %).

Метод ионизации — электронный удар. Масс-анализатором является высокотехнологичный квадрупольный фильтр масс. Масс-селективный детектор, входящий в состав ГХ/МС системы, имеет среднюю разрешающую способность ($R=800$). Диапазон определяемых масс составляет 1,6-800 а.е.м. Управление прибором, проведение

анализа и обработка результатов осуществляется специализированной компьютерной программой MSD ChemStation с использованием библиотеки масс-спектров и структурных формул NIST-05 MS Search 05, содержащей спектры 750000 индивидуальных компонентов.

Температурный режим газового хроматографа подобран с учетом возможности наиболее полного и четкого разделения исследуемого образца. Температурный режим газового хроматографа в режиме ТИС: начальная температура термостата составляет 40 °С, выдержка при этой температуре — 10 мин; далее нагрев до 100 °С со скоростью 1 °С/мин, выдержка при этой температуре — 1 мин, затем нагрев до 250 °С со скоростью 5 °С/мин, выдержка при этой температуре — 5 мин. Полное время анализа — 106 мин.

Температурный режим МСД:

— температура ионного источника составляет 230 °С;

— температура квадруполь — 150 °С.

Проведено исследование образцов в режиме сканирования (ТИС) для получения возможности идентифицировать неизвестные соединения, применяя библиотечный поиск, и исследование в режиме селективной регистрации отдельных ионов (SIM) для определения отдельных интересующих

соединений (серосодержащих) при чувствительности на уровне 10^{-15} г.

Температурный режим газового хроматографа в режиме SIM: начальная температура термостата составляет $40\text{ }^{\circ}\text{C}$ без выдержки; далее нагрев до $150\text{ }^{\circ}\text{C}$ со скоростью $10\text{ }^{\circ}\text{C}/\text{мин}$, выдержка при этой температуре — 5 мин, затем нагрев до $250\text{ }^{\circ}\text{C}$ со скоростью $5\text{ }^{\circ}\text{C}/\text{мин}$, выдержка при этой температуре — 10 мин.

Полное время анализа — 46 мин. Для сканирования выбраны ионы 184, 198 и 212 а.е.м., что соответствует молекулярным массам дибензотиофена, метилдибензотиофена и диметилдибензотиофена.

Исследование методом газовой хроматографии.

Исследование проводили на хроматографе имитированной дистилляции (SIMIDIS) GC-2010 Shimadzu. Метод газовой хроматографии с имитированной дистилляцией позволяет определить групповой состав образца.

Анализ проводили с использованием капиллярной колонки PETROCOL 2887 длиной 5,0 м и диаметром 0,53 мм, активная фаза — диметилполисилоксан, предназначенной для определения углеводородов нефтяных фракций от nC6 до nC44 в диапазоне температур от $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$ до $320\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Детектор — пламенно-ионизационный.

Пример хроматограмм образцов нефтепродуктов в режиме TIS представлен на рис. 1.

Исследования, проведённые методом газовой хромато-масс-спектрометрии и методом газовой хроматографии, показали, что представленный образец дизельного топлива содержит аналогичные группы углеводородов, что и эталонное топливо, выпускаемое на крупных нефтеперерабатывающих заводах. Представленный образец содержит повышенные концентрации лёгких углеводородов, это

вызывает сомнение, что топливо имеет цетановое число более 50 [2].

Исследования качественного состава образца дизельного топлива методом газовой хромато-масс-спектрометрии показали, что представленный образец дизельного топлива содержит до 1,82 % серы по молекулярному объёму в свободном виде. Эта сера находится в октаэдрической форме (S_8).

Поскольку применяемое дизельное топливо имеет высокий процент содержания серы — более 10000 мг/кг {один процент равен 10000 мг/кг} (для сравнения по стандарту Евро-2 не более 500 мг/кг), это обуславливает высокую скорость снижения свойств моторного масла.

Сера при сгорании топлива в процессе цепочки химических реакций окисления и взаимодействия с водой превращается в сернистую и серную кислоты, которые нейтрализуются щелочными сульфонатами детергентных (моющих) присадок моторных масел в картере двигателей, что ухудшает основные свойства масел [3].

Сернистый и серный газы попадают в картер двигателя через зазоры в цилиндро-поршневой группе и за счёт присутствия паров воды в картерных газах образуют кислоты.

Влияние серы на детали двигателей внутреннего сгорания представлено на нижеприведённых фотографиях, полученных при разборке двигателей. На рис. 2–4 ярко выражено влияние серы на отложения на горячих деталях двигателя.

Последствия применения топлива:

1. Высокое содержание серы вызывает значительные отложения на деталях камеры сгорания, зеркале цилиндра, клапанах, что приводит к изменению их теплового режима, забиванию технологических зазоров и увеличивает вероят-

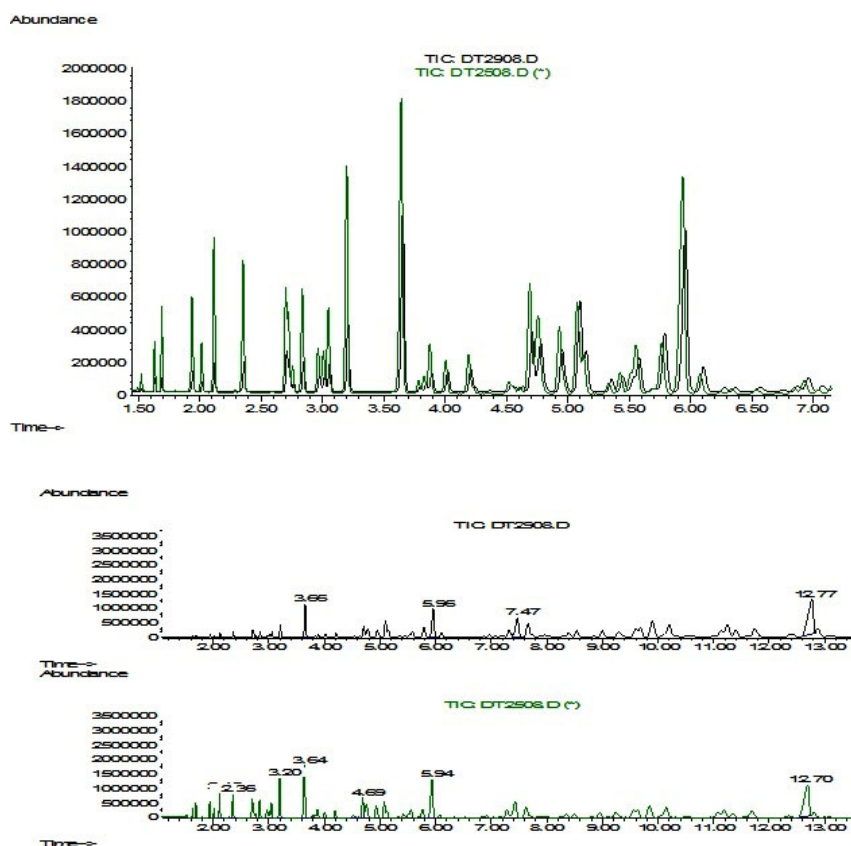


Рис. 1. Хроматограммы нефтепродуктов

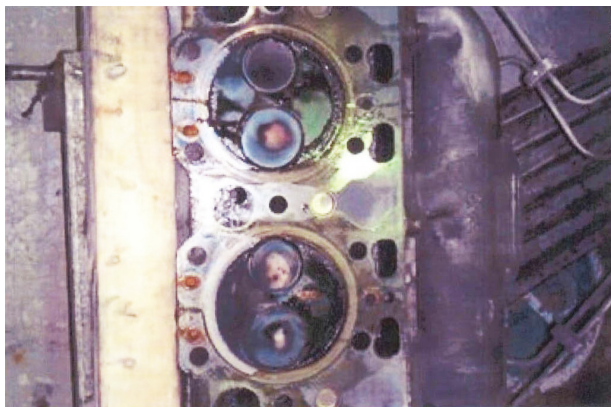


Рис. 2. Отложения на клапанах и на поверхности камеры сгорания

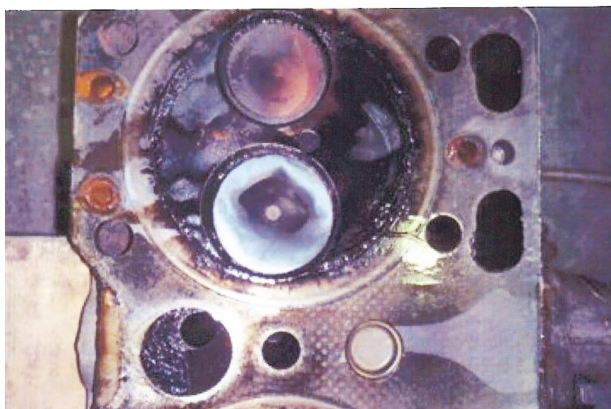


Рис. 3. Закоксовывание поршневых колец двигателя

ность выхода из строя деталей цилиндро-поршневой группы [4, 5].

2. Попадание сернистых соединений в моторное масло приводит к нейтрализации моющих присадок и образованию шлама. Вследствие этого масло теряет свои свойства, а шлам приводит к повышенному износу подвижных деталей как цилиндро-поршневой и клапанной групп, так и шатунных и коренных вкладышей и самого коленчатого вала, что увеличивает затраты на запасные части.

За счёт этого ресурс вышеперечисленных деталей двигателя может сократиться в несколько раз. Также должна быть уменьшена периодичность замены моторного масла, а в целом это приведёт к значительному увеличению эксплуатационных затрат [6].



Рис. 4. Повреждение поршня при использовании высокосернистого топлива



3. Вероятно, топливо имеет пониженное цетановое число, в сравнении с заявленным в документации, что приводит к жёсткой работе двигателя и повышенным нагрузкам на сопряженные детали. Это усиливает износ деталей, особенно в присутствии шлама и потери противоизносных свойств масла [7].

В конечном результате работ, проведённых технологической службой производственной установки, удалось выйти на производство фракций дизельного топлива с содержанием серы не более 0,2 %, а фактически на более низкое содержание. При смешении с топливом, соответствующим по качеству Евро-5 можно получить дизельное топливо, близкое по качеству к требованиям Евро-3, что делает возможным использование его в современных двигателях внутреннего сгорания мобильной техники. Но использование такого топлива требует применения моторного масла с повышенной концентрацией детергентно-диспергирующих присадок [8].

Библиографический список

1. Тимохова О. М., Тимохов Р. С. Влияние сернистых соединений топлива на коррозионный износ деталей машин // Воронежский научно-технический вестник. 2014. № 3. С. 122–126.
2. Корнеев С. В., Сорокина И. А., Яковлева Е. И. Возможность унификации моторных масел для дизельных двигателей // Ползуновский альманах. 2010. № 2. С. 308–311.
3. Рахимов Б. Р., Набиев А. А. Экологические и эксплуатационные свойства синтетических моторных топлив // Наука и образование сегодня. 2016. № 2. С. 39–41.

4. Лапина Е. А., Лапина И. А. Основные показатели и требования к качеству бензиновых и дизельных топлив // Новая наука: От идеи к результатам. 2016. № 10. С. 63–64.

5. Кожемякин М. Ю., Черкасова Е. И. Гидроочистка дизельного топлива // Вестник Казанского технологического университета. 2015. № 23. С. 28–30.

6. Корнеев С. В., Серков А. П. Оценка достоверности прогнозирования периодичности смены моторного масла в двигателях // Омский научный вестник. Сер. Приборы, машины и технологии. 2014. № 1 (127). С. 62–65.

7. Халилов В., Менасанова С. Э., Абдулгасис У. А. Возможности адаптации современных дизельных двигателей к топливу с повышенным содержанием серы // Ученые записки Крымского инженерно-педагогического университета. 2013. № 38. С. 29–38.

8. Безюков О. И., Жуков В. А., Маад М. М. Современные присадки к дизельному топливу // Вестник Астраханского государственного технического университета. 2016. № 1. С. 28–33.

КОРНЕЕВ Сергей Васильевич, доктор технических наук, профессор (Россия), профессор кафедры «Химическая технология и биотехнология» Омского государственного технического университета (ОмГТУ).

ПАШУКЕВИЧ София Вячеславовна, студентка гр. ЭРС-141 нефтехимического института ОмГТУ.

РУБАЛЬСКИЙ Дмитрий Сергеевич, магистрант гр. ЭРСм-152 факультета элитного образования и магистратуры ОмГТУ.

БАКУЛИНА Вера Дмитриевна, аспирантка кафедры «Химическая технология и биотехнология» ОмГТУ.

БУРАВКИН Руслан Валерьевич, кандидат технических наук, начальник отдела Управления внешнеэкономических связей ОАО «Сургутнефтегаз».

МАЧЕХИН Николай Юрьевич, доцент кафедры «Ремонт бронетанковой и автомобильной техники» Омского автобронетанкового инженерного института.

ШИРЛИН Иван Иванович, кандидат технических наук, доцент кафедры «Ремонт бронетанковой и автомобильной техники» Омского автобронетанкового инженерного института.

Адрес для переписки: nhi@omgtu.ru

Статья поступила в редакцию 16.02.2017 г.

© С. В. Корнеев, С. В. Пашукевич, Д. С. Рыбальский,

В. Д. Бакулина, Р. В. Буравкин, Н. Ю. Мачехин,

И. И. Ширлин

УДК 621.313.13:621.3.016.2

В. Н. ТАРАСОВ
Г. Н. БОЯРКИН

Сибирская государственная
автомобильно-дорожная академия,
г. Омск

Омский государственный
технический университет,
г. Омск

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ТЕОРИИ ВИБРОВОЗБУДИТЕЛЕЙ

Рассмотрена теория центробежных дебалансных вибровозбудителей, у которых инерционный элемент с неуравновешенной вращающейся массой снабжен опорами качения. Исследована зависимость мощности электродвигателя от вынуждающей силы дебаланса. Получено аналитическое выражение динамической вынуждающей силы, исследованы параметры вибровозбудителя. Получена новая формула центра масс дебаланса, массы дебаланса, вынуждающей силы и мощности.

Ключевые слова: дебаланс, вибровозбудитель, вынуждающая сила, мощность.

Многие отрасли промышленности используют механические центробежные вибровозбудители, которые сообщают вибрацию рабочим органам и элементам конструкций машин с целью интенсификации выполнения технологических процессов либо с целью повышения качества уплотнения, сортировки, разрыхления материалов и т.п. [1–7]. Параметры центробежных вибровозбудителей нормируются ГОСТ 24346-80 «Вибрация. Термины и определения».

При исследовании вибровозбудителей применяются математические методы решения нелинейных динамических эффектов и особенно методы поиска оптимальных параметров, обеспечивающих

устойчивость и безопасность вибрационных режимов [6, 7].

На рис. 1 приведены формы дебалансов и основные геометрические параметры, где R , r — соответственно радиус внешнего и внутреннего контура дебаланса; r_c — радиус (координата) центра масс дебаланса, $r_c = y_c$. Наибольшее применение получили секторные вибровозбудители (рис. 1в) [3].

Проблема оптимизации формы площади дебаланса подробно рассмотрена в работах И. И. Быховского [2, 6].

Для вибровозбудителей широкого назначения сформулированы три условия оптимизации формы дебаланса.

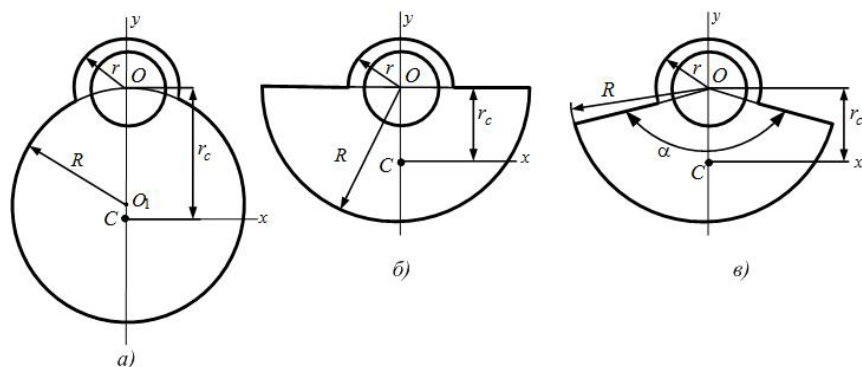


Рис. 1. Основные типы дебалансов:
а) — дисковый; б) — полудисковый; в) — секторный

Первое условие — задача оптимизации статического момента площади при заданной массе дебаланса. Второе условие — обеспечение оптимального статического момента массы при заданном моменте инерции дебаланса. Третье условие — обеспечение заданной степени неравномерности вращения дебаланса.

Трем условиям оптимизации вибровозбудителя в работе [2] соответствуют три следующих критерия оптимизации:

$$\lambda = \frac{F + F_0}{K}; \quad \mu = \frac{J + J_0}{K}; \quad \gamma = \frac{(J + J_0)(F + F_0 + F_n)}{K^2}, \quad (1)$$

где F, F_0, F_n — соответственно площадь неуравновешенной массы, площадь уравновешенной массы, приведенная площадь; J, J_0 — соответственно моменты инерции неуравновешенных и уравновешенных масс относительно оси вращения дебаланса; K — статический момент площади дебаланса относительно оси вращения.

Относительно критериев λ и μ можно отметить, что они являются размерными величинами: λ (1/м) и μ (кг/м). При этом критерий γ является результатом произведения критериев λ и μ , то есть является недостаточно обоснованным.

Несмотря на это замечание, в работе [2] получены следующие выводы по оптимизации формы дебаланса. Форма площади дебаланса имеет ось симметрии Oy , проходящую через центр тяжести и ось вращения (см. рис. 1). Независимо от формы нижней части дебаланса радиусом R (см. рис. 1), расположенной под осью Ox , остальная часть контура дебаланса должна представлять прямые линии, так как это обеспечивает максимальные значения координаты r_c — центра масс дебаланса.

Исходя из указанных выводов о форме и площади дебаланса в работе [2] следует, что задача оптимизации угла α и других параметров дебаланса не решена. Выполненный анализ свидетельствует о целесообразности исследований в данном направлении.

На рис. 2 показаны основные геометрические параметры дебаланса: r'_c — координата центра масс элементарной выделенной массы дебаланса; P_ϕ — центробежная вынуждающая сила дебаланса; α — угол дебаланса; x_c — координата центра тяжести элементарной массы дебаланса с углом $d\phi$.

Координата x_c центра тяжести элементарной массы дебаланса определяется по формуле центра тяжести трапеции из работы [8]

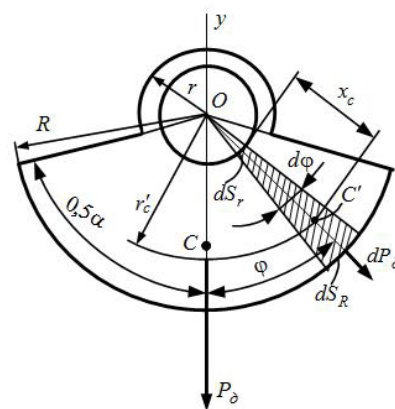


Рис. 2. Расчетная схема дебаланса

$$x_c = \frac{R-r}{3} \left[1 + \frac{R}{R+r} \right]. \quad (2)$$

Координата r'_c центра масс выделенной элементарной массы дебаланса равна

$$r'_c = r + \frac{R-r}{3} \left[1 + \frac{R}{R+r} \right]. \quad (3)$$

Удвоенное интегральное выражение для равнодействующей вынуждающей силы P_ϕ , учитывающее изменение угла ϕ в пределах $\phi=0, \dots, 0,5\alpha$ (см. рис. 2), имеет вид

$$P_\phi = 2 \int_0^{0,5\alpha} \frac{R^2 - r^2}{2} \cdot \delta \cdot \gamma \times \left[r + \frac{R-r}{3} \left(1 + \frac{R}{R+r} \right) \right] \omega^2 \cos \phi d\phi. \quad (4)$$

В результате интегрирования выражения (4) получено аналитическое выражение вынуждающей динамической силы

$$P_\phi = (R^2 - r^2) \cdot \delta \cdot \gamma \times \left[r + \frac{R-r}{3} \left(1 + \frac{R}{R+r} \right) \right] \omega^2 \sin \frac{\alpha}{2}, \quad (5)$$

где δ — толщина призмы дебаланса; γ — плотность материала дебаланса; ω — угловая скорость вращения дебаланса.

Для вибровозбудителя, как для вращающегося твердого тела, справедлива формула теоретической механики для динамической силы инерции [8]

$$P_o = mr_c \omega^2, \quad (6)$$

где m — масса неуравновешенной части дебаланса.

Формула (6) является обобщенной формулой динамической вынуждающей силы, в которой m и r_c являются предварительно вычисляемыми величинами.

Масса неуравновешенной части дебаланса определяется по формуле, полученной с использованием рис. 2, и формулы (5)

$$m = \frac{R^2 - r^2}{2} \delta \gamma \alpha. \quad (7)$$

Для вычисления радиуса центра масс дебаланса получена формула

$$r_c = \left[r + \frac{R-r}{3} \left(1 + \frac{R}{R+r} \right) \right] \frac{\sin 0,5\alpha}{0,5\alpha}. \quad (8)$$

Формулы (7) и (8) получены из выражения (5) путем дополнительного умножения и деления ее на угол $0,5\alpha$.

Площадь дебаланса определяется по формуле

$$A = \frac{R^2 - r^2}{2} \alpha. \quad (9)$$

На рис. 3, 4 показаны зависимости параметров вибровозбудителя от угла α , изменяющегося в пределах $\alpha = 120, \dots, 180^\circ$.

Для параметров вибровозбудителя: $R=0,08$ м; $r=0,026$ м; $\delta=0,09$ м при частоте вращения $n=1500$ об/мин, изменение динамической вынуждающей силы составило $P_o = 5,1, \dots, 5,9$ кН (см. рис. 3).

По рис. 4 видно, что масса m пропорциональна изменению угла α , а радиус центра масс дебаланса r_c обратно пропорционален углу α . По этой причине в формуле (5) угол α отсутствует в явном виде. В технической литературе имеются рекомендации по выбору рациональных параметров дебаланса вибровозбудителя [3].

На рис. 3 монотонная гладкая кривая зависимости $P_o = f(\alpha)$ по формуле (5) имеет экстремум $P_{o\max}$ при $\alpha = 180^\circ$. Рекомендуемые в работе [3] значения угла α находятся в диапазоне $\alpha = 145, \dots, 160^\circ$ и не соответствуют оптимальному значению. Общее изменение динамической силы P_o в диапазоне изменения угла $\alpha = 120, \dots, 180^\circ$ (см. рис. 3) составляет 13 %.

Отличие существующей рекомендации от оптимального значения составило: для угла $\alpha = 145^\circ$ отклонение от экстремума 4,63 %; для угла $\alpha = 160^\circ$ отклонение от экстремума 1,52 %, то есть является незначительным.

Учитывая монотонное синусоидальное приближение вынуждающей силы P_o к максимуму для центробежных вибровозбудителей, угол α можно назначать в диапазоне $\alpha = 160, \dots, 180^\circ$ с максимальным отклонением ΔP_o , не превышающим 1,52 %, или в диапазоне $\alpha = 145, \dots, 180^\circ$ с максимальным отклонением ΔP_o , не превышающим 4,63 % (см. рис. 3), с целью уменьшения массы и момента инерции.

Российская промышленность выпускает большую номенклатуру вибровозбудителей разных размеров, масс, для разных частот вращения дебаланса

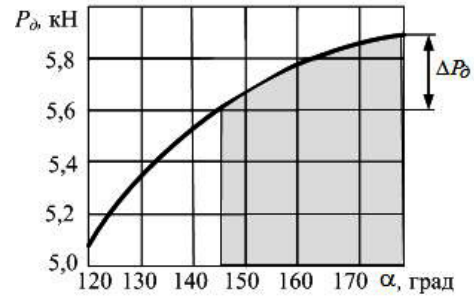


Рис. 3. Зависимость вынуждающей силы P_o от угла α

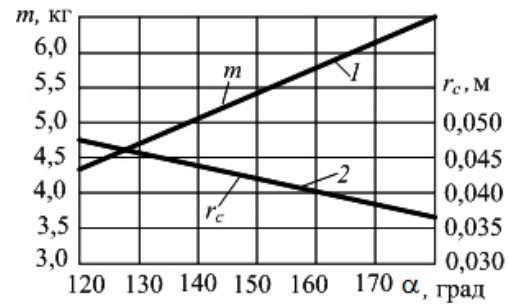


Рис. 4. Зависимости параметров m и r_c от угла α : 1 — массы m от угла α ; 2 — радиуса r_c от угла α

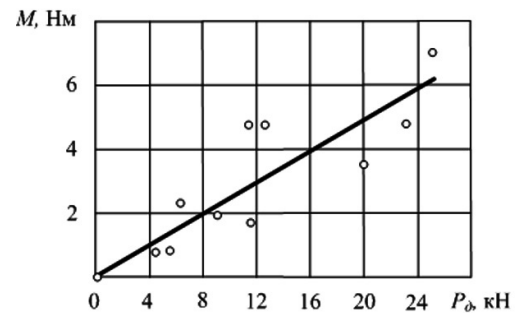


Рис. 5. Зависимость крутящего момента M двигателя вибровозбудителя от вынуждающей силы P_o

[3]. Для вибровозбудителей серийного изготовления опубликованы технические характеристики, в результате использования которых получена зависимость крутящего момента M на валу электродвигателя от вынуждающей максимальной силы $P_{o\max}$ (рис. 5) $M = f(P_o)$. Аппроксимация этой зависимости для десяти серийно выпускаемых вибровозбудителей [3] является линейной функцией

$$M = K_p P_{o\max}, \quad (10)$$

где K_p — коэффициент аппроксимации, $K_p = 0,231 \cdot 10^{-3}$ м.

По формуле (10) определяется момент электродвигателя для заданной вынуждающей силы. Мощность электродвигателя определяется по формуле

$$N = M\omega = M \frac{\pi n}{30}. \quad (11)$$

Значительный статистический разброс данных по значениям крутящего момента двигателя вибровозбудителя на рис. 5 свидетельствует о несо-

вершенной методике расчета мощности двигателя вибровозбудителя.

Мощность двигателя вибровозбудителя расходуется на выполнение операции технологического процесса машины (уплотнение, сортировка, разрыхление), на поддержание колебательного процесса, возбуждаемого дебалансом, поэтому точное определение мощности привода вибровозбудителя является сложной задачей.

Формулы (10) и (11) позволяют определять мощность двигателя вибровозбудителя с достаточной для практики точностью.

Вывод. Аналитическая формула (5) вынуждающей силы дебаланса является экстремальной функцией, дающей максимум P_d при угле $\alpha = 180^\circ$. Для практической реализации угол α дебаланса можно назначать в диапазоне $\alpha = 145, \dots, 180^\circ$ с отклонением от экстремального значения, не превышающим 4,63 %, с целью уменьшения массы и момента инерции.

Библиографический список

1. Бауман В. А., Быховский И. И. Вибрационные машины и процессы в строительстве. М.: Высшая школа, 1977. 255 с.
2. Быховский И. И. Основы теории вибрационной техники. М.: Машиностроение, 1969. 363 с.
3. Раннев А. В., Корелин В. Ф., Жаворонков А. В. [и др.]. Строительные машины: справ. В 2 т. Т. 1. Машины для строительства промышленных, гражданских сооружений и дорог / под общ. ред. Э. Н. Кузина. М.: Машиностроение, 1991. 496 с.
4. Герасимов М. Д. Способ получения направленных механических колебаний для практического применения в техно-

логических процессах // Строительные и дорожные машины. 2014. № 1. С. 35–38.

5. Ефремов И. М., Лобанов Д. В. Новые роторные смесители с различными системами вибровозбуждения // Строительные и дорожные машины. 2008. № 9. С. 7–9.

6. Bykhovsky I. I. Fundamentals of vibration engineering. New York: Robert Krieger Publishing Co., 1980. 382 p.

7. Донсков В. И., Иванов А. А., Завгородний В. С., Костюков В. Н. Виброизмерительные преобразователи промышленного применения // Зарубежная радиоэлектроника, 1996. № 9. С. 65–67.

8. Тарасов В. Н., Бояркина И. В., Коваленко М. В., Федорченко Н. П., Фисенко Н. И. Теоретическая механика. 3-е изд. М.: Изд-во Транслит, 2015. 560 с.

ТАРАСОВ Владимир Никитич, доктор технических наук, профессор (Россия), профессор кафедры «Механика» Сибирской государственной автомобильно-дорожной академии.

Адрес для переписки: tarasov_vladimir07@mail.ru

БОЯРКИН Геннадий Николаевич, доктор экономических наук, кандидат физико-математических наук, профессор (Россия), заведующий кафедрой «Математические методы и информационные технологии в экономике» Омского государственного технического университета.

Адрес для переписки: boyargn@yandex.ru

Статья поступила в редакцию 02.02.2017 г.

© В. Н. Тарасов, Г. Н. Бояркин

Книжная полка

Сандлер, А. И. Теория и практика производства червячных передач общего вида: учеб.-практ. пособие / А. И. Сандлер, С. А. Лагутин, Е. А. Гудов ; под общ. ред. С. А. Лагутина. – М.-Вологда : Инфра-Инженерия, 2016. – 346 с. – ISBN 978-5-9729-0112-8.

Рассмотрены основные типы и тенденции развития червячных передач в современных машинах и механизмах. Представлена математическая модель червячной передачи общего вида, включая передачи с цилиндрическими, коническими и глобоидными червяками. Рассмотрены избранные вопросы теории зацеплений таких передач. Изложена, основанная на действующих стандартах, методика геометрического и прочностного расчета червячной передачи с цилиндрическими архимедовыми и эвольвентными червякам, которая включает в себя: проверку показателей качества зацепления и расчета зубоизмерительных параметров, выбор степени точности, выбор материалов, определение нагрузочной способности и КПД передачи. Для проектирования глобоидных передач аналогичная по структуре методика дополнена методами расчета станочного зацепления при обработке модифицированных червяков и сопряженных с ними колес. Предложены и описаны способы обеспечения локализованного контакта с учетом функционального назначения червячной передачи. Рассмотрены основные вопросы технологии производства червячных передач, в том числе особенности проектирования червячных фрез для червячных колес и взаимосвязь допусков на элементы профиля витка червяка и производящей поверхности фрезы. Подробно описаны операции шлифования рабочего червяка и формообразования производящей поверхности фрезы: шлифования винтовых передних поверхностей и радиально-осевого затылования боковых поверхностей зубьев. Изложены вопросы технологического и инструментального обеспечения изготовления червячных передач жидкостного трения. Рассмотрены особенности проектирования и затылования глобоидных фрез для колес глобоидных передач. Приведена методика назначения режимов профильного шлифования, в том числе применительно к обработке винтовых и затылованных поверхностей.

Для инженерно-технических работников машиностроительных и инструментальных предприятий, для студентов, аспирантов и преподавателей ГОУ ВПО и СПО.

УЛУЧШЕНИЕ ТЕХНОЛОГИЧНОСТИ ПРИ ПРОИЗВОДСТВЕ КОЛЬЦА РЕЗИНОМЕТАЛЛИЧЕСКОГО БЕЗ УХУДШЕНИЯ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ПРОЧНОСТИ СВЯЗЕЙ ИЗДЕЛИЯ

Показан эффект от применения клеев вместо технологической операции дорнования при производстве резинометаллических колец. Представлены конечно-элементная модель изделия и объемная эпюра деформаций. Приведены результаты испытания изделия. Описан результат от применения улучшенной технологии изготовления резинометаллических колец.

Ключевые слова: резинометаллические кольца, прочность связей, вулканизация резины, величина перемещений.

Современное развитие техники сопровождается повышением динамической напряжённости машин, приборов и аппаратов, которая характеризуется общей вибрацией. Последняя оказывает отрицательное влияние на надёжность, долговечность и другие показатели конструкций и приводит к снижению производительности труда и ухудшению состояния здоровья работающих. В связи с этим большое значение приобретает разработка эффективных средств виброзащиты.

С целью снижения вибрационных нагрузок на машины и агрегаты применяются различные упругие, упругодемпферные и демпферные опорные, резиновые прокладки и амортизаторы, виброизолирующие покрытия и т.д. [1, 2]. Широкое применение в качестве упругих опор и амортизаторов с успехом находят пневматические упругие элементы с резинорезиновыми оболочками [3, 4].

Примером таких упругих опор является амортизатор (рис. 1). На нём кронштейны (поз. 1) опираются на горизонтальный фундамент, оборудование устанавливается на опорной поверхности полуобойм (поз. 3).

Представленная модель амортизатора предназначена для виброизоляции и противоударной защиты механизмов и оборудования. Ударные нагрузки и вибрации также воспринимает кольцо резинометаллическое (поз. 2), которое представляет собой резиновый массив с привулканизованной к нему металлоарматурой в виде наружной и внутренней втулок (рис. 2).

В технологии изготовления таких изделий, как кольцо резинометаллическое, присутствуют операции вулканизации резины при температуре 150–155 °С [5]. Термическое воздействие ведет к расширению металлических элементов изделия (поз. 1 и поз. 2) и резины (поз. 3), вследствие после охлаждения в зонах, где резина привулканизована к металлу, возникают остаточные напряжения, ухудшающие характеристики как самого изделия, так и амортизатора в целом.

Для снятия подобного рода напряжений в технологическом процессе предусматривалась операция дорнования, принцип которой заключался в увеличении (растягивании) внутреннего диаметра внутренней втулки кольца резинометаллического механическим путём [6].

Такие операции при серийном изготовлении кольца резинометаллического увеличивали как время изготовления партии, так и трудоёмкость. Для того, чтобы избежать подобных операций дорнования, возникла необходимость в применении составов клеев, которые улучшали привулканизацию резины к металлическому кольцу.

На ФГУП «ФНПЦ «Прогресс» изготовлены модернизированные кольца резинометаллические по вновь разработанной технологии, принцип которой заключается в подготовительной обработке втулок чугуной дробью и клеями.

Для подтверждения целесообразности использования процесса дорнования был проведён ряд испытаний:

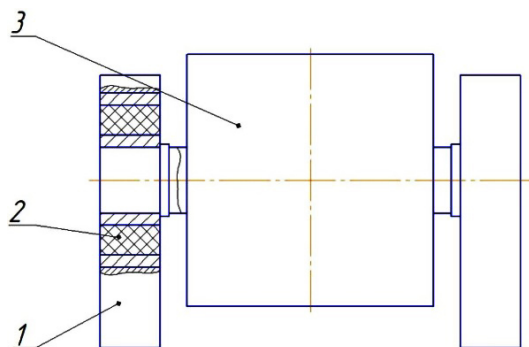


Рис. 1. Схема амортизатора
1 — кронштейн; 2 — кольцо резинометаллическое;
3 — полубойма

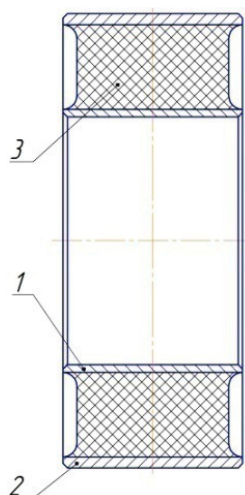


Рис. 2. Кольцо резинометаллическое
1 — втулка внутренняя; 2 — втулка наружная;
3 — резина

- определение прочности связей резины с металлом;
- определение величины перемещений;
- испытание наибольшей нагрузкой;
- определение прочности при циклических перемещениях.

Перед тем как начать испытания по определению величины перемещений, был проведён предварительный расчёт изделия методом конечных элементов [7], построены его конечно-элементная модель (рис. 3) и объемная эпюра деформаций (рис. 4).

Согласно расчету, при механических характеристиках материала изделия (табл. 1) с приложенной нагрузкой Q_1 (4905 Н) (рис. 5) максимальное перемещение втулки наружной относительно втулки внутренней составило $(1,5 \pm 0,3)$ мм.

При проведении испытаний по определению прочности связей резины с металлом производят распил кольца по диаметру на две половины. Далее распиливают кольцо, чтобы получить резинометаллический образец. Затем на каждой половине отделяют внутреннее кольцо от наружного, делая разрез по массиву резины. Для закрепления образца в зажиме машины отслаивают часть образца.

Заготовленный образец (металлическое полукольцо с резиной) устанавливают в металлическую оснастку (рис. 6) в горизонтальном положении,

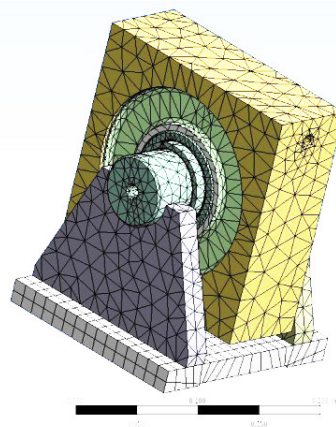


Рис. 3. Конечно-элементная модель кольца резинометаллического

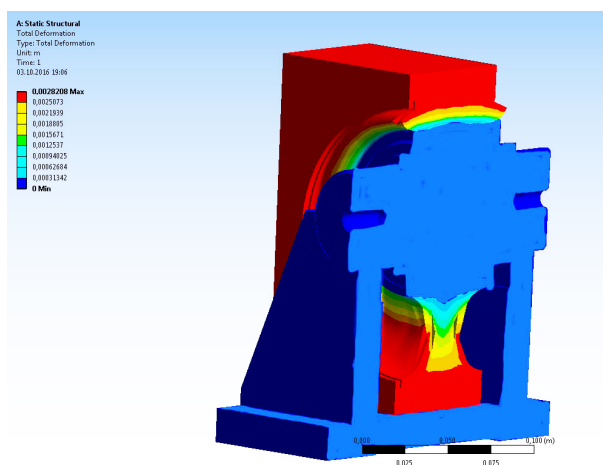


Рис. 4. Объемная эпюра деформаций

Таблица 1

Механические характеристики кольца резинометаллического

	Резина	Сталь
Модуль упругости E , Па	$6,2 \cdot 10^6$	$2 \cdot 10^{11}$
Модуль сдвига G , Па	$2,07 \cdot 10^6$	$6,6 \cdot 10^{10}$
Коэффициент Пуассона, μ	0,49	0,32
Предел прочности σ_r , Па	$1,4 \cdot 10^7$	$4,2 \cdot 10^7$
Плотность ρ , м^3	1200	7850

фиксируя с помощью винта. Включают машину на холостой ход и устанавливают скорость, которая соответствует скорости перемещения активного зажима. Устанавливают оснастку с образцом на рабочую площадку разрывной машины. С помощью винтов фиксируют оснастку на разрывной машине. Отслаиваемую часть резины образца закрепляют в зажиме таким образом, чтобы в ходе испытания

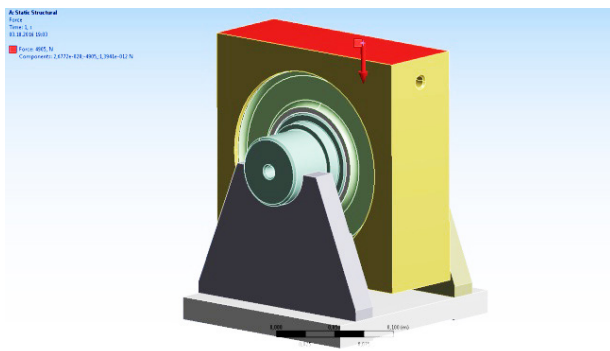


Рис. 5. Нагружение кольца резинометаллического нагрузкой Q_1 (4905 Н)

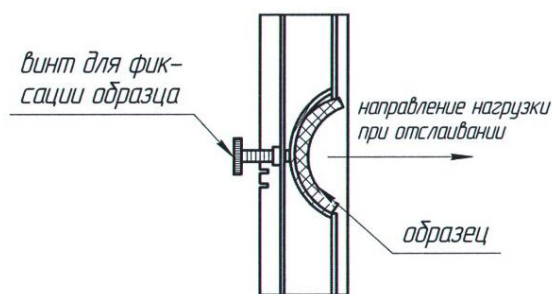


Рис. 6. Металлическая оснастка с зафиксированным образцом на отслаивание (вид сверху)

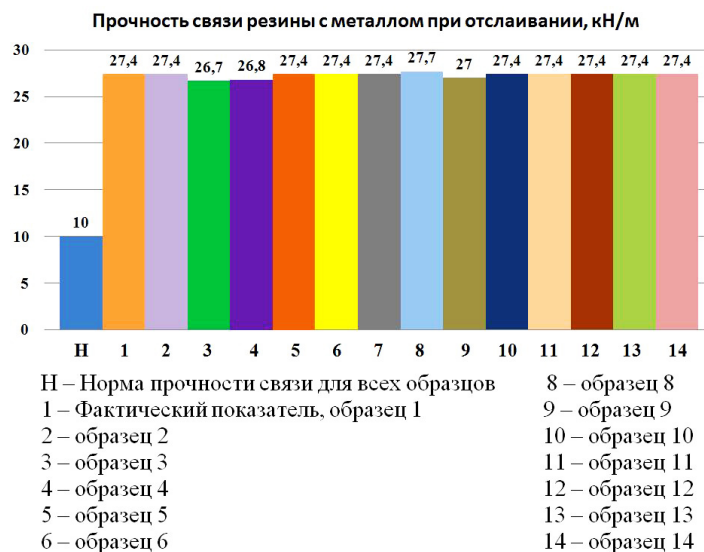


Рис. 7. График показателей прочности связи резины с металлом при отслаивании для 14 образцов

сила отслаивания действовала перпендикулярно поверхности образца. После получения результатов испытаний вычисляют прочность связи резины с металлом [8] при отслаивании σ , кН/м, по формуле:

$$\sigma = \frac{F}{b} \cdot 0,98. \quad (1)$$

где F — среднее значение нагрузки при отслаивании, кгс;

b — ширина образца, см.

Для расчета принимают среднее арифметическое трех значений ширины испытываемого образца. Среднюю силу отслаивания каждого образца вычисляют как среднее арифметическое всех значений, включая силу, при которой происходит обрыв резины.

На рис. 7 представлен график, позволяющий наглядно показать результаты испытаний. Из графика видно, что показатели прочности связи резины с металлом превышают установленные в среднем в 2,5 раза.

Для подтверждения результатов теоретического моделирования проведены испытания на образцах кольца резинометаллического по определению величины перемещения кольца резинометаллического. В процессе испытания определяется величина сме-

щения втулки наружной относительно втулки внутренней в радиальном направлении при статическом сжатии кольца резинометаллического под воздействием номинальной статической нагрузки 4905 Н (500 кгс). Для проведения данных испытаний изделие помещается в специально спроектированное для этого приспособление (рис. 8), в которое помещается изделие.

Нагружение кольца резинометаллического в составе приспособления происходит на испытательной машине с номинальной статической нагрузкой (Q_1), равной 4905 Н (500 кгс), со скоростью перемещения от 10 до 15 мм/мин. В ходе испытаний контролируется величина перемещения (1), показатели внешнего вида изделия.

По полученным испытательным данным (табл. 2) можно сделать вывод, что фактическая величина перемещения и внешний вид полностью соответствуют заявленным характеристикам изделия, а также соответствуют расчёту с долей погрешности.

Для проверки работоспособности колец резинометаллических в течение требуемого срока службы проводятся испытания в составе изделия. Нарботка при испытании в составе амортизатора (рис. 9) на циклическую прочность по эквивалентному режиму с амплитудой 13 мм (в соответствии с техническими условиями на амортизатор) составила

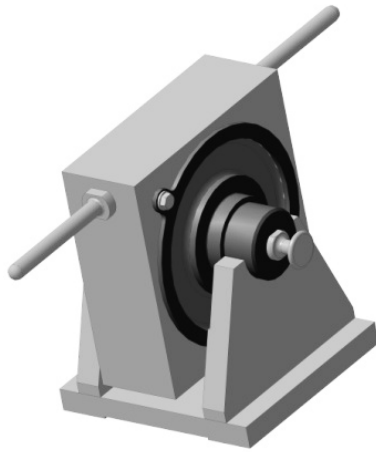


Рис. 8. Схема приспособления для испытаний кольца резинометаллического

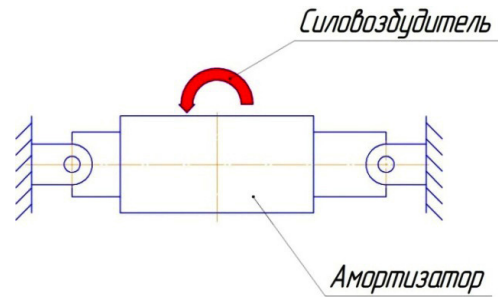


Рис. 9. Схема испытаний амортизатора

Таблица 2

№ образца	Величина перемещения, (<i>l</i>), мм
1	1,6
2	1,6
3	1,5
4	1,8
5	1,7

1 млн циклов при норме 218 тыс циклов, при этом отклонения по внешневиновым показателям были незначительны и не влияли на дальнейшую работоспособность кольца резинометаллического.

Изготовление кольца резинометаллического по разработанной ФГУП «ФНПЦ «Прогресс» технологии и исключение операции дорнования значительно сократили время изготовления партии, уменьшили трудоёмкость, а также увеличили циклическую прочность изделия без ухудшений характеристик амортизатора в целом.

Библиографический список

1. Болотник Н. Н. Оптимизация амортизационных систем. М.: Наука, 1983. 255 с.
2. Ляпунов В. Т. Виброизоляция в судовых конструкциях. Л.: Судостроение 1975. 232 с.

3. Ляпунов В. Т. Резиновые виброизоляторы. Л.: Судостроение 1988. 216 с.
4. Потураев В. Н. Резиновые и резинометаллические детали машин. М.: Машиностроение, 1966. 298 с.
5. Трибельский И. А. [и др.]. Расчётно-экспериментальные методы проектирования сложных резинокордных конструкций: моногр. Омск: Изд-во ОмГТУ, 2011. 240 с.
6. Лепетов В. А., Юрцев Л. Н. Расчёты и конструирование резиновых изделий. Изд. 2-е, пер. и доп. Л.: Химия, 1977. 408 с.
7. Зенкевич О. К. Метод конечных элементов в технике: пер. с англ. М.: Мир, 1975. 541 с.
8. Махлис Ф. А., Федюкин Д. Л. Терминологический справочник по резине: справ. изд. М.: Химия, 1989. 400 с.

БОБРОВ Сергей Петрович, кандидат технических наук, первый заместитель генерального директора — директор института Федерального государственного унитарного предприятия «Федеральный научно-производственный центр «Прогресс» (ФГУП «ФНПЦ «Прогресс»).

БАРАНОВ Виктор Александрович, главный конструктор ФГУП «ФНПЦ «Прогресс».

СЕЛЯВИНА Татьяна Викторовна, заведующая лабораторией ФГУП «ФНПЦ «Прогресс».

УСТИНОВ Дмитрий Андреевич, соискатель по кафедре «Нефтегазовое дело, стандартизация и метрология» Омского государственного технического университета (ОмГТУ); инженер-конструктор 3-й категории ФГУП «ФНПЦ «Прогресс».

ЕФИМОВ Иван Юрьевич, соискатель по кафедре «Основы теории механики и автоматического управления» ОмГТУ; заведующий сектором лаборатории № 242 отдела № 2 ФГУП «ФНПЦ «Прогресс». Адрес для переписки: dim.ustin7@yandex.ru

Статья поступила в редакцию 12.01.2017 г.

© С. П. Бобров, В. А. Баранов, Т. В. Селявина, Д. А. Устинов, И. Ю. Ефимов

АНАЛИЗ ДЕФЕКТОВ, ВОЗНИКАЮЩИХ ПРИ СВАРКЕ ТРЕНИЕМ С ПЕРЕМЕШИВАНИЕМ

В современном машиностроении широко используется относительно новый метод сварки — сварка трением с перемешиванием. Наиболее часто этот метод применяют для сваривания обечаек при изготовлении ракет. Целью исследования является анализ дефектов, возникающих при использовании этого метода сварки. Исследование проводилось на вертикально-фрезерном станке, оборудованном для сварки трением с перемешиванием. Контроль сварного соединения проводился при помощи ультразвукового дефектоскопа. Результатом исследования является разработка конструкции приспособления, применение которого устраняет один из наиболее часто возникающих дефектов — образование грата.

Ключевые слова: сварка трением с перемешиванием, дефект, грат.

В ракетно-космической отрасли России фрикционная сварка, или сварка трением с перемешиванием, является сравнительно новым методом изготовления сварных соединений.

Практическому использованию сварки трением положили начало опыты токаря-новатора А. И. Чудикова (1956 г.) [1]. Идея фрикционной сварки дорабатывалась в Британском институте сварки (TWI). В 1960–1990 годах сварку трением с перемешиванием активно внедряли в промышленность не только в СССР, но и в других странах мира. В последние годы интерес к этому методу сварки возрос.

С появлением новой технологии сварки также появилась необходимость в новых методах контроля. Связано это с особенностями дефектов сварных соединений, выполненных фрикционной сваркой.

Сам процесс образования неразъемного соединения заключается в том, что в результате трения вращающегося инструмента между двумя соединенными торцами деталей возникает нагрев и за счет пластического деформирования между соединяемыми частями устанавливаются межзатомные связи. Швы, получаемые этим методом сварки, образуются без расплавления металла. Металл разогревается до пластичного состояния и перемешивается рабочим инструментом [2].

Фрикционная сварка является передовым методом сварки различных металлов. Изначально этот метод сварки был придуман для алюминия, так как этот материал считается трудносвариваемым для существующих методов сварки.

Алюминий и его сплавы во время плавления и повторного затвердевания претерпевают изменения объема (до 4 %). Это приводит к значительному искажению швов и образованию трещин. При сварке трением с перемешиванием таких проблем не возникает.

Медь из-за высокой тепло- и электропроводности также является сложным материалом для сварки с плавлением. А так как техника фрикционной сварки не подразумевает плавление металла, она является удачной для сварки этого металла.

Хотя большинство распространенных титановых сплавов, как правило, хорошо поддаются сварке обычными способами [3], проблемы с искажением заготовки и плохое качество шва имеют место быть. Развитие сварки трением с перемешиванием дает возможность получения высокого качества шва с низким уровнем искажений.

Сварка трением с перемешиванием (рис. 1) — это полупроводниковый процесс, который механически смешивает металлы, чтобы сформировать связь между ними, он может быть использован для соединения разнородных металлов. Это может быть наиболее легко достигнуто, если соединяемые металлы имеют аналогичные теплофизические свойства. Например, титан успешно соединяется с медью, серебром и золотом [4].

Установка для выполнения сварки трением с перемешиванием состоит из станка, который имеет фрезерную и сварочную головки, и оснастки, удерживающей свариваемые детали при обработке и в процессе сварки.

Вследствие нарушения требований к сборке и подготовке поверхности, выбору инструмента, а также режимов сварки и технологии возникают дефекты сварных соединений. Они представлены на рис. 2.

Наиболее часто встречаемым типом дефекта является непровар корня шва «kissingbond». Непровар — это отсутствие металлических связей по сечению свариваемых кромок деталей, возникающее из-за невозможности расплавленного металла достичь корня шва. При выполнении СТП в месте

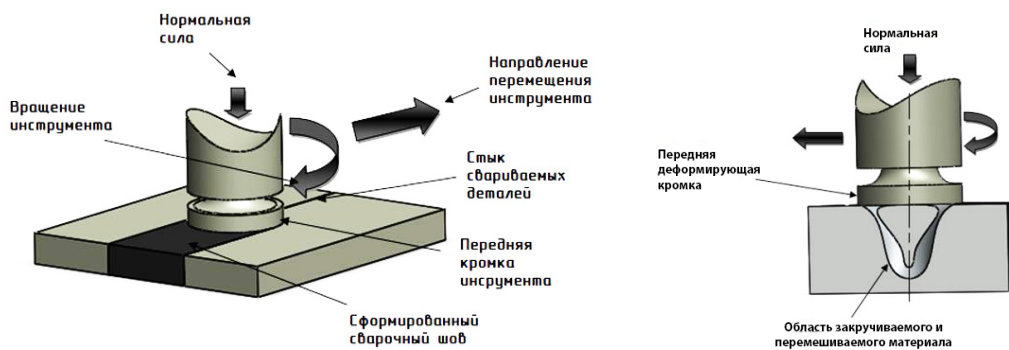


Рис. 1. Процесс сварки трением с перемешиванием

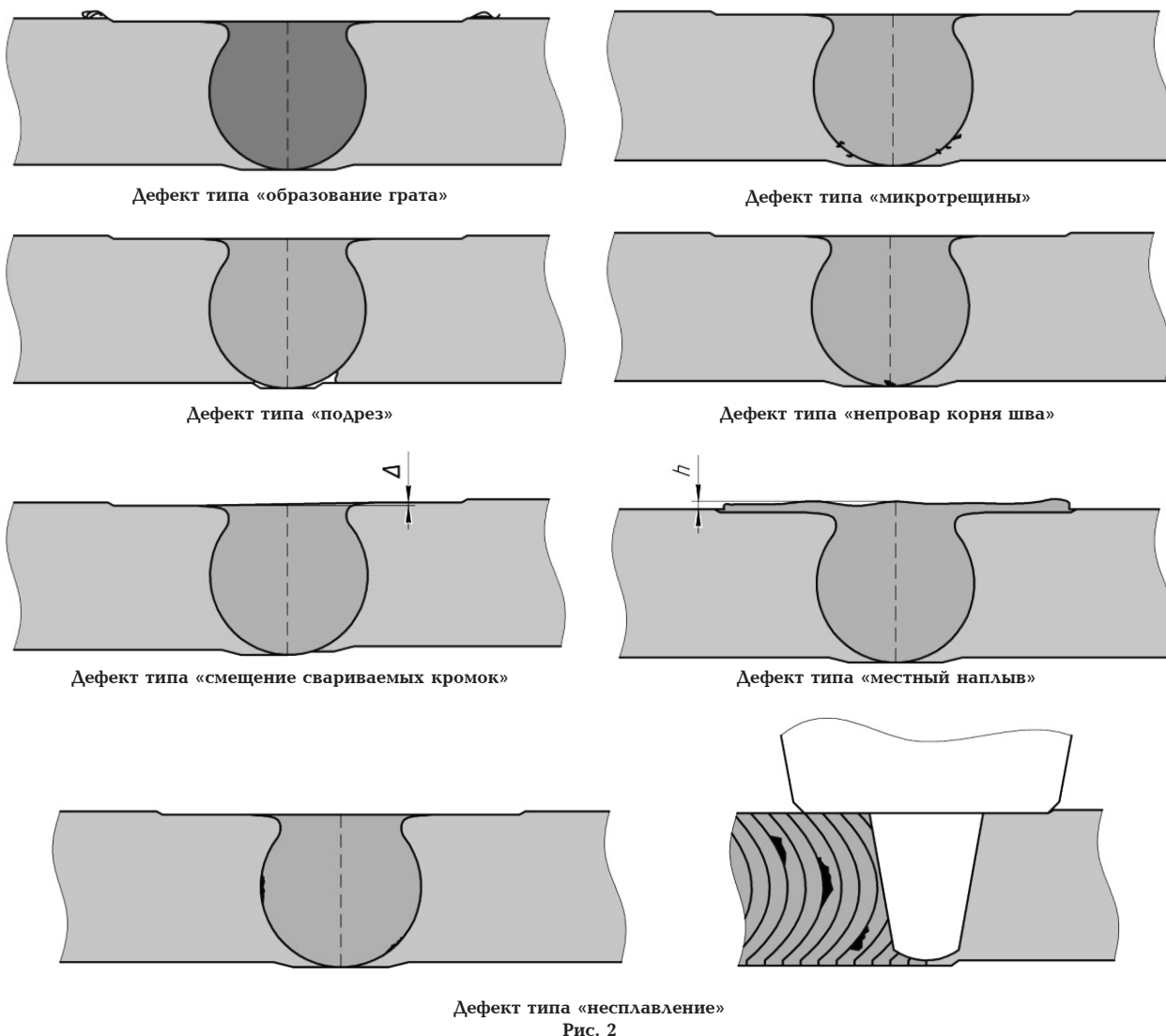


Рис. 2

выхода рабочего инструмента из стыка в конце шва остается отверстие. Характерными дефектами является вогнутость, возможность появления твердых включений: осколки рабочего инструмента, остатки грязи, масла, жира [5].

Для выявления дефектов двух сваренных методом СТП алюминиевых пластин толщиной 3,5 мм использовался метод неразрушающего контроля, конкретно — метод ультразвуковой дефектоскопии. При помощи ультразвукового дефектоскопа A1550 IntroVisor в режиме работы «Сканер»

с настройкой на выявление вертикальных трещин в сварном шве были выявлены дефекты на участках, отмеченных цифрами 1–5 на рис. 3. Методика контроля проводилась согласно методическим указаниям [6].

Б-сканы отмеченных участков представлены на рис. 4. Область на оси X 28–32 мм соответствует границе свариваемых деталей, на рис. 3 отмечена осевой линией. По всей длине участка перемешивания, кроме отмеченных мест, дефектов в виде вертикальных трещин не наблюдалось.

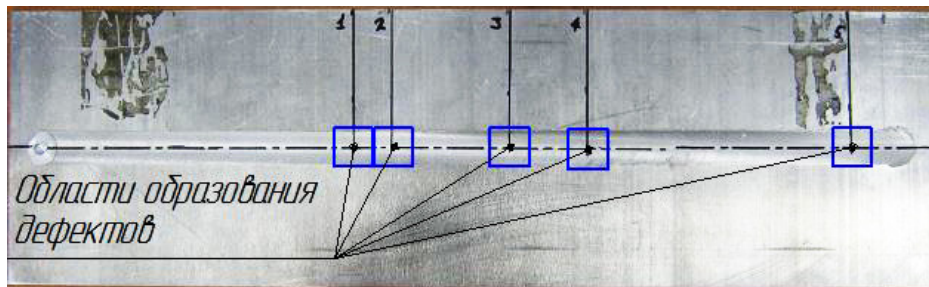


Рис. 3. Места выявления дефектов шва

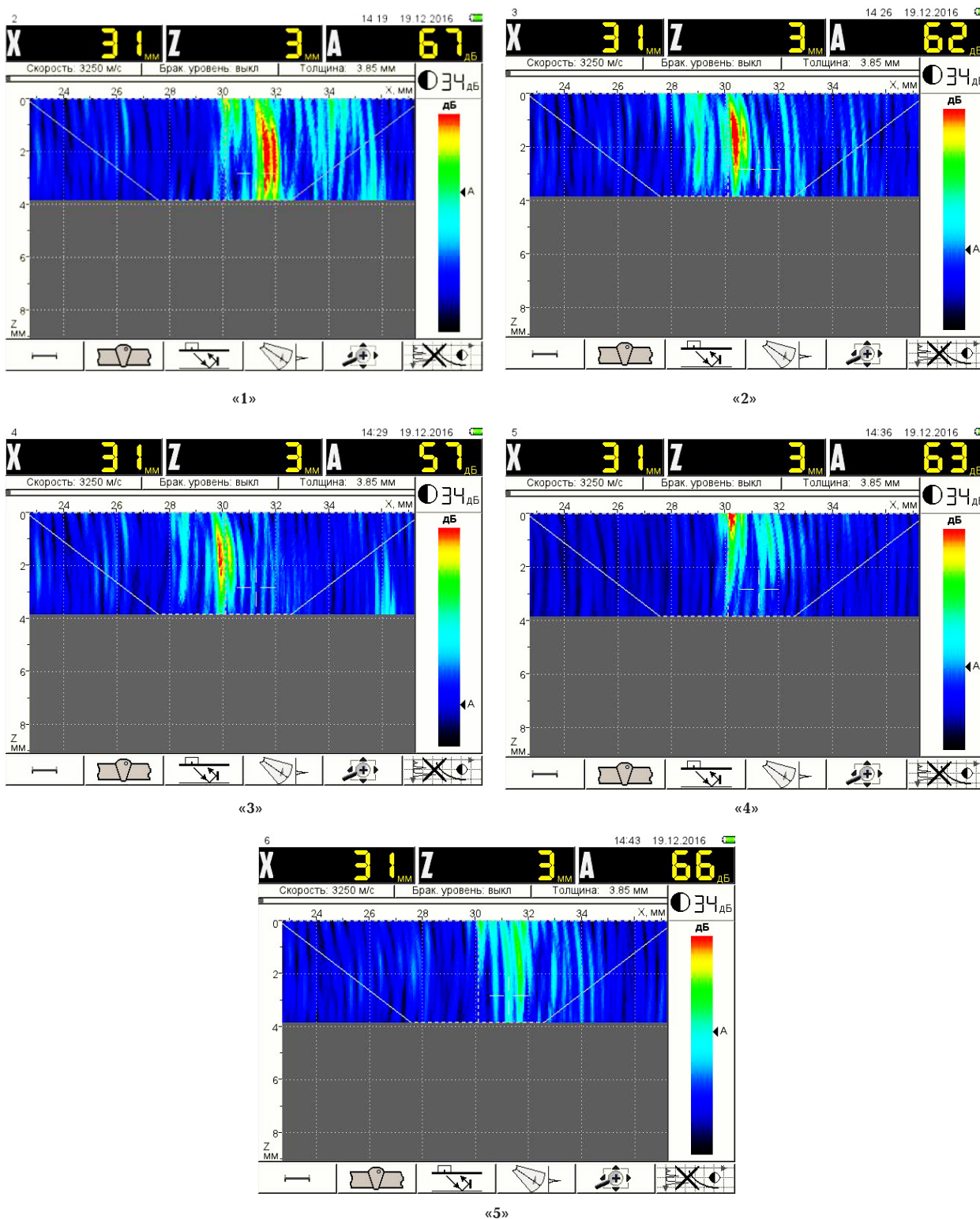


Рис. 4. Б-сканы сварного шва

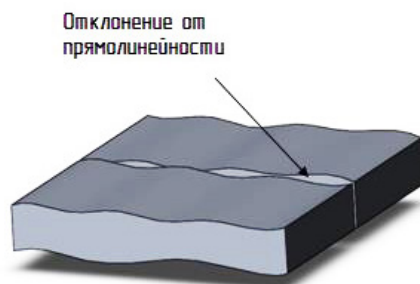


Рис. 5. Пример отклонения от прямолинейности на металлических пластинах

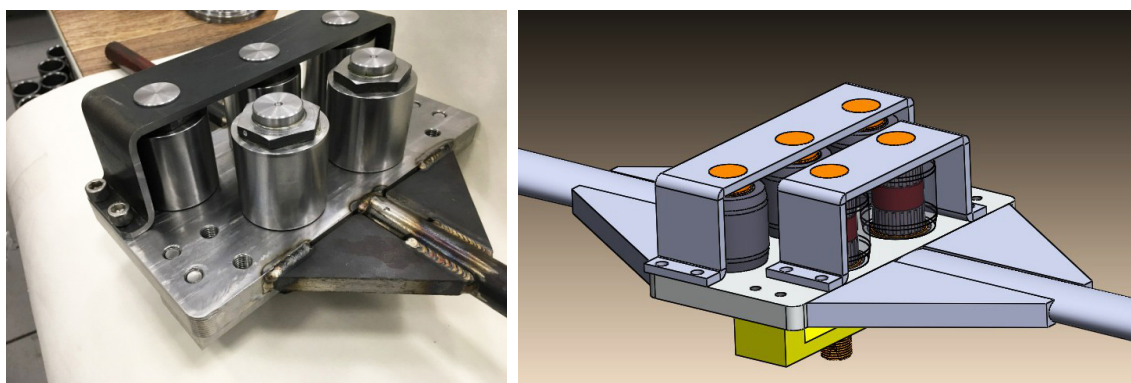


Рис. 6. Приспособление для выпрямления кромок

Рассмотрим причины появления непровара. Их может быть несколько:

- высокая скорость перемещения электрода;
- недостаточный сварочный ток;
- перекося свариваемых кромок;
- малый зазор между кромками;
- попадание шлака в зазоры между кромками;
- отклонение от прямолинейности свариваемых кромок (рис. 5).

Последняя причина достаточно серьезно влияет на качество сварного шва: из-за неровности свариваемых поверхностей в зоне термомеханического влияния имеет место быть недостаточное механическое перемешивание, которое, в свою очередь, ведет к несплошности материала.

Такие дефекты проявляются в виде пустот внутренних границ свариваемых листов. Они могут быть различного размера и располагаться не только в объеме металла, но и выходить на поверхность. Решение этой проблемы заключается в выравнивании кромок, предназначенных для сваривания. Поэтому важной задачей является разработка установки, которая обеспечит необходимое выравнивание при подготовке поверхностей к сварке.

Разработано приспособление (рис. 6) для выпрямления кромок листового проката. Сам процесс выпрямления заключается в следующем: между роликами помещается лист металла шириной 3–15 мм, затем лист зажимается эксцентриковыми роликами, размещенными с одной стороны плиты. Фиксатором и гайкой устанавливается положение, создающее натяг.

В результате исследования было разработано приспособление обеспечивающее выравнивание кромок листового металла, что предотвращает образование грата при сварке трением с перемешиванием.

Библиографический список

1. Коржик С. П. Сварка трением и её практическое применение // Сварщик. 2012. № 03 (85). С. 28–29.
2. Колубаев Е. А. Особенности формирования структуры сварного соединения, полученного сваркой трением с перемешиванием // Современные проблемы науки и образования. 2013. № 6. С. 1–2.
3. Чернецов В. И. Справочные материалы по титану. Л.: Судпромгиз, 1956. С. 243.
4. Зубков Л. Б. Космический металл: все о титане. М.: Наука, 1987. С. 128.
5. Gibson B. T., Lammleinb D. H., Praterc T. J., Longhurstd W. R. [et al.]. Friction stir welding: Process, automation and control. Journal of Manufacturing Processes. 2014. Vol. 16. Issue 1. P. 56–73. ISSN 1526-6125. DOI: 10.1016/j.jmapro.2013.04.002.
6. Методические указания по применению ультразвукового дефектоскопа А1550 IntroVisor с цифро-фокусированными антенными решётками в режиме ТОМОГРАФ. М.: АКС-Сервис, 2014. 82 с.

КРИВОНОС Евгений Викторович, ассистент кафедры «Металлорежущие станки и инструменты».

ЧЕРНЫХ Иван Константинович, студент гр. КТО-133 машиностроительного института.

МАТУЗКО Елена Николаевна, студентка гр. КТО-133 машиностроительного института.

ВАСИЛЬЕВ Евгений Владимирович, кандидат технических наук, доцент (Россия), доцент кафедры «Металлорежущие станки и инструменты».

Адрес для переписки: vnchrnk@gmail.com

Статья поступила в редакцию 26.12.2016 г.

© Е. В. Кривонос, И. К. Черных, Е. Н. Матузко, Е. В. Васильев

ВЛИЯНИЕ РЕЖИМОВ ТЕРМИЧЕСКОЙ ОБРАБОТКИ НА КОЭФФИЦИЕНТ АКУСТИЧЕСКИХ ПОТЕРЬ В МАТЕРИАЛЕ УЛЬТРАЗВУКОВОГО ИНСТРУМЕНТА

В статье рассматриваются режимы термической обработки и их влияние на структуру и свойства материала ультразвукового инструмента. Эффективность передачи энергии ультразвуковых колебаний в обрабатываемую зону напрямую связано с правильным выбором параметров термической обработки ультразвукового инструмента, которая формирует его механические и эксплуатационные свойства. Определены оптимальные режимы закалки и отпуска стали 30ХГСА, применяемой для изготовления ультразвукового инструмента, которая должна обладать вязкоупругими свойствами, низким коэффициентом акустических потерь, а также высокой усталостной прочностью. В результате проведенных исследований цилиндрических образцов резонансной длины из стали 30ХГСА установлено, что коэффициент акустических потерь существенно зависит от режимов термической обработки. После отпуска при температуре 500 °С коэффициент акустических потерь составляет 1,32 единицы, что на 14,28 % меньше, чем при температуре отпуска 540 °С (1,54 ед.).

Ключевые слова: ультразвук, ультразвуковой инструмент, термическая обработка, отпуск, 30ХГСА, коэффициент волновых потерь.

Введение. Применение ультразвука на машиностроительных и приборостроительных предприятиях позволяет усовершенствовать, а в некоторых случаях принципиально по-новому решить вопрос ультразвуковой обработки различных материалов [1 – 3].

Ультразвуковой инструмент создает ультразвуковое поле в обрабатываемом материале и непосредственно воздействует на него [4]. Качество работы ультразвукового инструмента напрямую связано с правильным выбором его термической обработки, которая формирует физические, механические и эксплуатационные свойства. При этом основные свойства стали и инструмента обеспечиваются в результате проведения операций закалки и отпуска. Особое внимание уделяется акустическим потерям в материале, которые напрямую зависят от структуры ультразвукового инструмента [5].

Правильный выбор технологического процесса термической обработки ультразвукового инструмента позволяет получить оптимальную структуру и высокие вязкоупругие свойства, а также снизить акустические потери в материале [6, 7].

Обеспечение свойств материала путем подбора соответствующих режимов термической обработки для различных технологических процессов является актуальной задачей.

Методика экспериментального исследования. Одним из важных акустических параметров является затухание энергии ультразвуковых колебаний в материале ультразвукового инструмента. На потери влияют: структура материала, микротрещины различной величины, поры, неметаллические включения. Чтобы оценить потери в материале, была разработана специальная установка (рис. 1) и изготовлены цилиндрические образцы из материалов, применяемых для производства ультразвукового инструмента. В режиме излучения ток, протекающий по входным цепям ультразвукового излучателя, может служить надежным информационным показателем о величине сопротивления потерь в инструменте. По мере распространения ультразвуковых волн в образце происходит затухание колебаний. Для каждого материала, в зависимости от его структуры, акустическое сопротивление потерь будет разным.

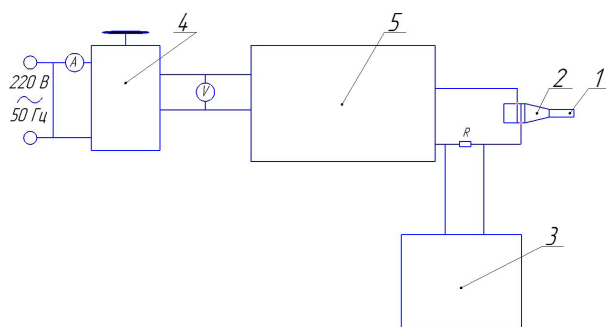


Рис. 1. Схема установки: 1 — образец; 2 — пьезокерамический излучатель; 3 — измерительный прибор (осциллограф); 4 — автоматический трансформатор; 5 — ультразвуковой генератор

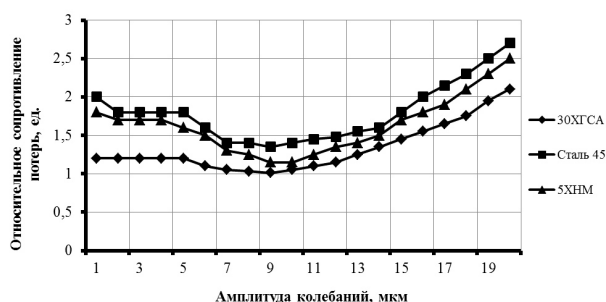


Рис. 2. Изменение уровня акустических потерь на образцах



Рис. 3. Сталь 30ХГСА в состоянии поставки

Установка состоит из пьезокерамического преобразователя частотой 22000 Гц, на который устанавливаются рассчитанные на частоту преобразователя цилиндрические образцы резонансной длины диаметром 30 мм.

Химический состав определялся путем стило-скопического анализа согласно ГОСТ 977-88 с использованием эмиссионного спектрометра СПАС-02.

Образцы были изготовлены из стали 45, 30ХГСА, 5ХНМ с последующей термической обработкой (закалка в масле, высокий отпуск). Амплитуда коле-

баний определялась микрометром часового типа, который устанавливался на торец образца. Абсолютное сопротивление потерь на воздух (без образцов), равно единице. На каждый образец производилось измерение сопротивления потерь, после чего результаты относительного сопротивления потерь рассчитывались по формуле, которая имеет вид:

$$R_{\text{отн}} = R_n / R_n + R_{\text{хх}} \quad (1)$$

где $R_{\text{отн}}$ — относительное сопротивление потерь в материале; R_n — сопротивление потерь с образцом; $R_{\text{хх}}$ — сопротивление потерь на холостом ходу.

Результаты исследования по определению акустических потерь в материале приведены на рис. 2. Необходимая амплитуда колебаний обеспечивалась выбором соответствующего тока возбуждения излучателя.

Анализируя результаты измерений, можно сделать вывод, что для изготовления ультразвукового инструмента целесообразно использовать сталь 30ХГСА, которая обладает вязкоупругими свойствами, низким декрементом затухания и высокой усталостной прочностью. Далее в работе образцы из стали 45 и 5ХНМ не исследовались, так как наиболее высокий показатель относительного сопротивления потерь наблюдался у стали 30ХГСА.

Испытания в условиях растяжения проводились на разрывной испытательной машине Zwick/Roell Z150. По результатам испытаний определялись показатели предела прочности (σ_B) и относительного удлинения (δ) образцов.

Исследование структуры образцов было проведено с использованием инвертированного металлогического микроскопа Lim 305. Определение твердости проводилось на стационарном твердомере по Бринеллю НВ-3000. Структура стали 30ХГСА в состоянии поставки, изображенная на рис. 3, состоит из зернистого перлита с сеткой феррита по границам зерен. Твердость в состоянии поставки НВ 2070, что соответствует отпечатку 4,2 мм.

Для устранения возможного наклепа после прокатки проводился отжиг стали 30ХГСА, склонной к обезуглероживанию при нагреве (рис. 4). Углерод, выгорая с поверхности детали, резко снижает ее прочностные свойства. Были проведены исследования по изучению величины и состава обезуглероженного слоя, в результате которых было выявлено, что после полного отжига при температуре 860 °С толщина обезуглероженного слоя составляет 0,5–0,6 мм, а концентрация углерода не превышает 0,1 %. Обезуглероживание поверхности может вызвать образование закалочных трещин и коробление [8]. Обезуглероживание наблюдается при нагреве металла в электрических печах без защитных атмосфер. Для того чтобы избежать обезуглероживания и окисления на поверхности детали, используют печи с контролируемыми (защитными) атмосферами. В работе применялась печь с контролируемой атмосферой серии KS-S. Для стали 30ХГСА рекомендована экзотермическая атмосфера [9].

В результате закалки повышаются прочность, твердость и понижается пластичность стали [10, 11]. Твердость после проведения закалки и отпуска оценивалась на твердомере по Роквеллу 200HRS-150. На поверхности ультразвукового инструмента после закалки от температуры 880 °С с охлаждением в воде твердость составляет около 50 HRC (структура мартенсит-закалки). После закалки в масло

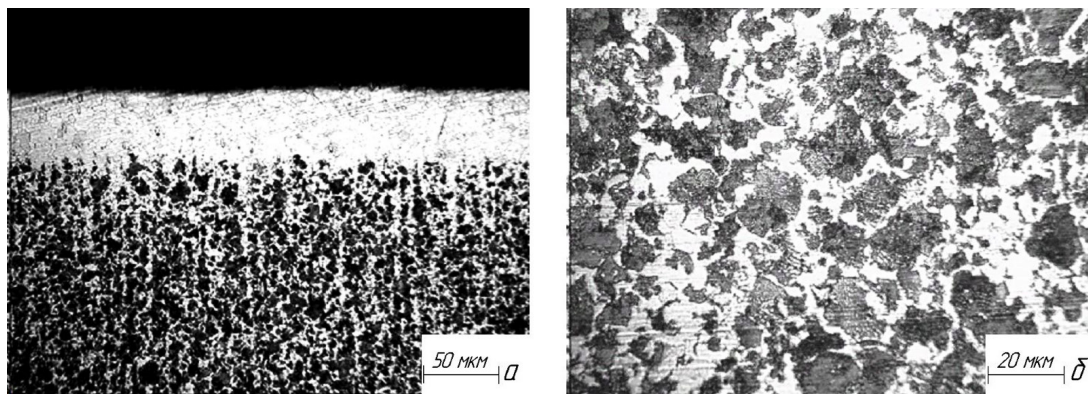


Рис. 4. Сталь 30ХГСА после отжига:
а) обезуглероженный слой образца; б) феррито-перлитная структура образца

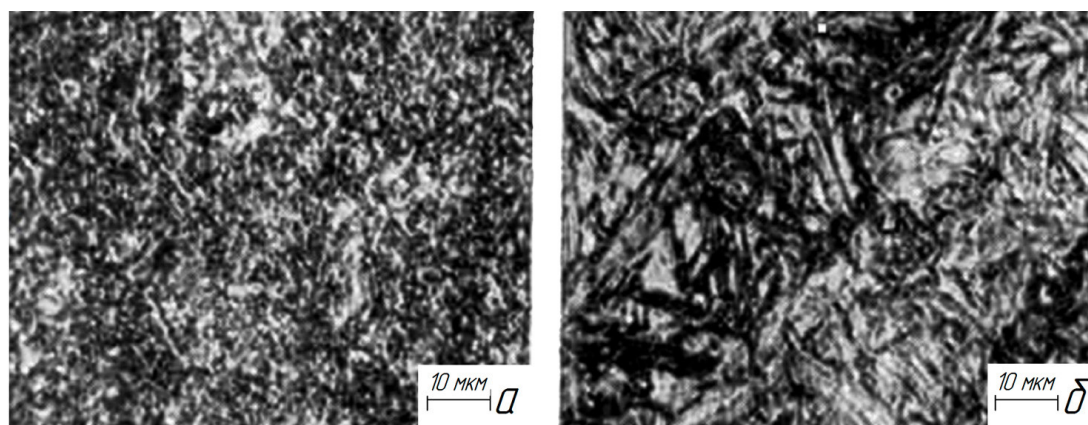


Рис. 5. Структура мартенсита:
а) после закалки в масле; б) после закалки в воде

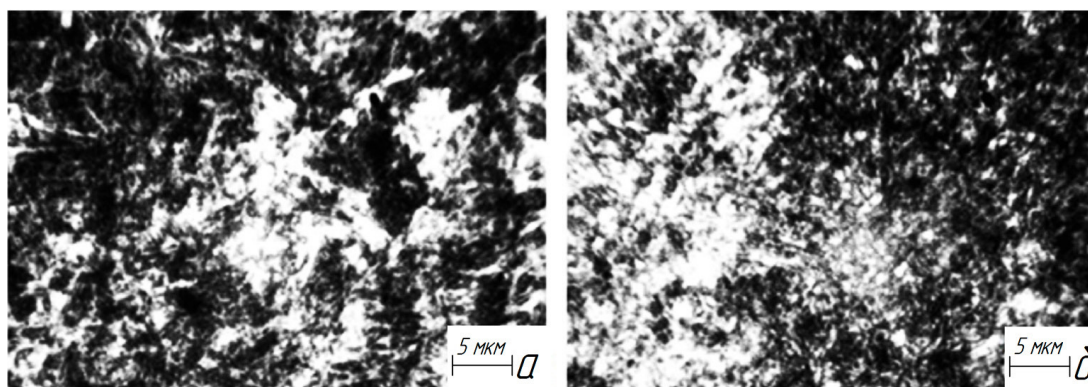


Рис. 6. Структура стали 30ХГСА:
а) после отпуска от 540 °С — сорбит отпуска;
б) после отпуска от 500 °С — тростит отпуска

(от температуры 880 °С) твердость снижается до 47 HRC за счет образования троостито-мартенситной структуры. На рис. 5 представлены структуры стали 30ХГСА после закалки в воде и масле.

Для получения вязкоупругих свойств ультразвукового инструмента, которые характерны для троостито-мартенситной структуры, следует применять закалку с последующим охлаждением в масле.

Отпуск стали является завершающей операцией термической обработки, формирующей структуру и свойства стали.

Отпуск заключается в нагреве стали до температуры ниже точки $A_{c1} = 760$ °С (в зависимости от вида отпуска, но всегда ниже критической точки), выдержке при этой температуре и охлаждении [12]. Отпуск проводится для снятия внутренних напряжений, возникающих в процессе закалки и для повышения вязкости стали [13–14]. Полного снятия напряжений зависит от температуры и времени выдержки.

Так, высокий отпуск снимает напряжения на 90–95 %.

Механические свойства стали 30ХГСА после термической обработки

Температура отпуска	σ_{B1} МПа	σ_{T1} МПа	δ , %	ψ , %	КСУ, кДж/м ²	HRC
500 °С	1220	1140	15	56	840	35
540 °С	1080	1020	18	60	1050	30

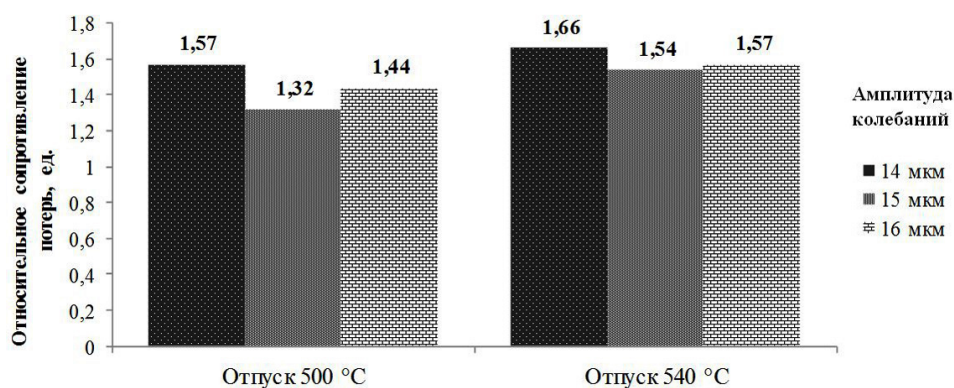


Рис. 7. График относительного сопротивления потерь после отпуска

Испытания на ударную вязкость были проведены методом, который основан на разрушении образца с U-образным концентратором (радиус надреза $r=1$ мм) в соответствии с ГОСТ 9454–78 на маятниковом копре ТМК-750.

Результаты и обсуждение. С повышением температуры отпуска предел прочности снижается. При нагреве до температуры отпуска выше 480 °С и последующем медленном охлаждении у стали 30ХГСА появляется отпускная хрупкость 2-го рода, что влечет за собой снижение ударной вязкости до 510 кДж/м². Поэтому при проведении отпуска выше температуры 480 °С рекомендуется ускоренное охлаждение стали. В этом случае ударная вязкость соответствует 840 кДж/м².

На рис. 6 изображена структура стали 30ХГСА после различных температур отпуска.

Механические свойства стали после закалки в масле и отпуска представлены в табл. 1.

Величины относительного сопротивления потерь образцов стали 30ХГСА после отпуска при 500 °С и 540 °С представлены на рис. 7.

Выводы. В результате проведенных исследований образцов, изготовленных из стали 30ХГСА, установлено, что коэффициент акустических потерь существенно зависит от режимов термической обработки. После отпуска образцов при 500 °С коэффициент акустических потерь составляет 1,32 ед., что на 14,28 % меньше потерь, полученных при обработке образцов, подвергнутых отпуску при 540 °С (1,54 ед.).

Для получения низкого коэффициента акустических потерь следует проводить закалку от 880 °С с последующим охлаждением в масле и высокий отпуск при 500 °С с быстрым охлаждением в воде, так как сталь 30ХГСА склонна к отпускной хрупкости, снижающей ударную вязкость.

Библиографический список

- Новиков А. А., Шустер Я. Б., Негров Д. А. Особенности проектирования ультразвукового пьезокерамического преобразователя полуволновой длины // Омский научный вестник. Сер. Приборы, машины и технологии. 2009. № 3 (83). С. 194–198.
- Негров Д. А., Еремин Е. Н., Путинцев В. Ю. Исследование влияния энергии ультразвуковых колебаний на структуру композиционного материала // Справочник. Инженерный журнал с приложением. 2014. № 7 (208). С. 3–5.
- Негров Д. А. [и др.]. Технология изготовления деталей узлов трения из полимерных композиционных материалов // Вестник Южно-Уральского государственного университета. Серия. Машиностроение. 2015. Т. 15. № 2. С. 13–19.
- Абрамов В. О., Абрамов О. В., Артемьев В. В. [и др.]. Мощный ультразвук в металлургии и машиностроении. М.: Янус-К. 2006. 688 с.
- Новиков А. А. Разработка низкочастотной ультразвуковой аппаратуры для терапии и хирургии : дис. ... д-ра техн. наук: 05.11.17. М., 2008. 293 с.
- Негров, Д. А., Еремин Е. Н., Путинцев В. Ю. Исследование влияния энергии ультразвуковых колебаний на структуру композиционного материала // Современные проблемы машиностроения: сб. Томск: Изд-во нац. исслед. Томского политех. ун-та. 2013. С. 123–126.
- Негров Д. А., Еремин Е. Н. Повышение коэффициента усиления и частотной устойчивости ультразвуковой волноводной системы // Омский научный вестник. Сер. Приборы, машины и технологии. 2012. № 2 (110). С. 94–97.
- Зубченко, А. С. Марочник сталей и сплавов: справ. М.: Машиностроение. 2011. 784 с.
- Шахпазов Е. Х., Зайцев А. И., Родионова И. Г. Современные проблемы металлургии и материаловедения стали // Металлург. 2009. № 4. С. 25–31.
- Гюлиханов Е. А., Кисленков В. В., Хайдоров А. Д. Термическая обработка металлов. СПб.: Изд. Политех. ун-та. 2014. С. 167.

11. Леонтьев П. А., Симонов Ю. Н., Иванова А. С. Исследование фазовых превращений и структуры кремнистых сталей с различным содержанием углерода при непрерывном охлаждении // Вестник Пермского нац. исслед. политехн. ун-та. Машиностроение, материаловедение. 2013. Т. 15, № 4. С. 33–39.

12. Журавлев В. Н., Николаева О. И. Машиностроительные стали: справ. 3-е изд., перераб. и доп. М.: Машиностроение. 1981. 391 с.

13. Исупов А. В., Никитин Ю. В., Рахмянов Х. М. Прогнозирование состояния материала в очаге деформации при ультразвуковом поверхностном пластическом деформировании // Упрочняющие технологии и покрытия. 2005. № 4. С. 41–46.

14. Корниенко Е. Е., Батаев А. А., Веселов С. В., Батаева З. Б., Головин Е. Д. Влияние поверхностной пластической деформации сферическим индентором, колеблющимся с ультразвуковой частотой, на структурные изменения сварных швов сталей 20, 09Г2С и 30ХГСА // Материаловедение. 2011. № 1. С. 34–39.

ПУТИНЦЕВ Виталий Юрьевич, ассистент кафедры «Машиностроение и материаловедение», секция «Материаловедение и технология конструкционных материалов».

НОВИКОВ Алексей Алексеевич, доктор технических наук, профессор кафедры «Машиностроение и материаловедение», секция «Материаловедение и технология конструкционных материалов».

НЕГРОВ Дмитрий Анатольевич, кандидат технических наук, доцент (Россия), доцент кафедры «Машиностроение и материаловедение», заведующий секцией «Материаловедение и технология конструкционных материалов».

БУРГОНОВА Оксана Юрьевна, кандидат технических наук, доцент кафедры «Машиностроение и материаловедение», секция «Материаловедение и технология конструкционных материалов».

ПАНТЮХОВА Ксения Николаевна, кандидат технических наук, доцент кафедры «Машиностроение и материаловедение», секция «Материаловедение и технология конструкционных материалов».

МУЛЮКОВА Александра Рустамовна, магистрант гр. МТМм-161 факультета элитного образования и магистратуры.

Адрес для переписки: putintsev_vit@mail.ru

Статья поступила в редакцию 07.02.2017 г.

© В. Ю. Путинцев, А. А. Новиков, Д. А. Негров,

О. Ю. Бургонова, К. Н. Пантюхова, А. Р. Мулюкова

Книжная полка

Михайлов, Ю. Конструирование деталей механизмов и машин : учеб. пособие / Ю. Михайлов. – М. : Юрайт, 2017. – 414 с. – ISBN 978-5-9916-5018-2.

Учебное пособие посвящено конструированию деталей механизмов и машин, являющихся объектами проектирования по курсам «Детали механизмов» и «Основы конструирования», таких как зубчатые колеса, валы, подшипники, корпусные детали, детали соединений. Содержит обзор конструкторских решений, инженерные рекомендации по конструированию, справочные данные и выдержки из стандартов, правила оформления конструкторской документации. Соответствует актуальным требованиям Федерального государственного образовательного стандарта высшего образования. Для студентов вузов, обучающихся по инженерно-техническим направлениям и специальностям.

Детали машин. Учебник / Н. Бильдюк [и др.]. – М. : Политехника, 2015. – 704 с. – ISBN 978-5-7325-1001-0.

Учебник содержит описания физических основ работы и современных принципов расчета общих по назначению деталей и узлов машин и механизмов различных отраслей техники. В основу предлагаемых методов расчетов положены действующие стандарты и нормативные материалы. Приведены примеры расчетов и необходимые краткие справочные материалы для их выполнения. Содержание разделов учебника выполнено с учетом требований новых федеральных государственных образовательных стандартов высшего профессионального образования ФГОС ВПО по направлениям подготовки «Технологические машины и оборудование» и «Прикладная механика» для квалификаций «бакалавр» и «магистр». Предназначен для студентов высших учебных заведений, обучающихся по направлениям подготовки «Технологические машины и оборудование», «Прикладная механика» и другим для квалификаций «бакалавр» и «магистр» по дисциплинам «Детали машин», «Конструирование деталей и узлов машин», «Детали машин и основы конструирования» и т. п. Учебник может быть полезен аспирантам, инженерам-конструкторам и специалистам различных отраслей промышленности.

Детали машин. Основы теории, расчета и конструирования : учеб. пособие / В. Олофинская. – М. : Форум, Инфра-М, 2015. – 72 с. – ISBN 978-5-91134-933-2, 978-5-16-010038-8.

В учебном пособии изложены основы теории, расчета и конструирования деталей и сборочных единиц машин и механизмов общего назначения. Предназначено студентам технических специальностей вузов. Пособие может быть полезно студентам образовательных учреждений среднего профессионального образования при самостоятельном изучении курса и для подготовки к экзаменам.