

# МАШИНОСТРОЕНИЕ И МАШИНОВЕДЕНИЕ

УДК 62-567.5

**Г. С. АВЕРЬЯНОВ  
В. Н. БЕЛЬКОВ  
Ю. А. БУРЬЯН  
А. Б. КОРЧАГИН  
Ю. П. КОМАРОВ**

Омский государственный  
технический университет  
НПО «Прогресс», г. Омск

## **АНАЛИЗ ИСТОЧНИКОВ ВИБРАЦИЙ, ВОЗНИКАЮЩИХ В НАСОСНЫХ АГРЕГАТАХ, И ПУТИ ПОВЫШЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ ВИБРАЦИОННОЙ ЗАЩИТЫ ЭЛЕМЕНТОВ КОНСТРУКЦИЙ ЗДАНИЙ И СООРУЖЕНИЙ**

Рассматриваются общие подходы к определению источников вибраций насосных агрегатов. Изложен вариант оценки эффективности вибрационной защиты. Предложены меры для уменьшения вибрационной нагрузки, передаваемой на элементы конструкций зданий и сооружений.

**Ключевые слова:** колебания (вибрации) в насосных агрегатах, вибрация в трубопроводах, кавитация.

Колебания (вибрации) в насосных агрегатах рассматриваются прежде всего с позиции их влияния на долговечность работы элементов конструкции любого агрегата, влияния на фундаменты или бетонные перекрытия, где они устанавливаются, а также влияния на человека [1].

К источникам вибрации в насосных агрегатах систем водоснабжения и отведения относятся:

- трубопроводы;
- насосы;
- электрические машины.

Вибрации в трубопроводах обусловлены волновыми процессами, происходящими в перекачиваемой жидкости.

Физика волновых процессов сложна и требует глубокого изучения.

Вибрации в насосах возникают из-за неоднородности перекачиваемой жидкости. Это относится, в частности, к системам водоснабжения и водоотведения вследствие кавитационных явлений в рабочей полости насоса [2].

Кавитация, как известно, представляет собой процесс нарушения сплошности течения жидкости, который происходит в тех участках потока, где давление, понижаясь, достигает некоторого критического значения. В потоке жидкости создается ограниченная кавитационная зона, заполненная движущимися пузырьками.

Качественное изменение структуры потока, вызванное кавитацией, приводит к изменению режима работы гидравлической машины или системы. Неустойчивость кавитационной зоны и вызванные появлением этой зоны вторичные течения жидкости приводят к значительным пульсациям давления в потоке, которые оказывают динамическое воздействие на поверхности, направляющих поток.

Результаты многочисленных экспериментальных исследований и опыт эксплуатации различного гидравлического оборудования указывает на появление сильных вибраций в тех случаях, когда развивающаяся кавитация являлась единственным следствием изменения характеристики потока.

Механические колебания в электрических машинах специфичны вследствие воздействия переменного магнитного поля и особенностей их конструкций [3, 4, 5].

Выполняя в электрической машине важнейшие функции, ротор представляет собой основной источник вредных вибраций, интенсивность которых зависит от целого ряда факторов, таких как конструктивные особенности машины и ее назначение, тип подшипников, характер соединения ротора с насосом.

При этом основными причинами роторных вибраций являются, с одной стороны, различного рода несовершенства (конструктивные или возникающие при изготовлении, сборке или эксплуатации), а с другой — специфические для роторных систем консервативные силы, приводящие при определенных условиях к автоколебаниям [6].

Проблеме колебаний роторов посвящены монографии и сборники [5].

При анализе колебаний электрических машин необходимо принимать во внимание силы, взаимодействующие между ротором и статором, обусловленные притяжением ферромагнитных поверхностей.

Эти силы вызывают главным образом магнитные вибрации статоров с широким спектром частот [3, 5].

Возникающая неизменная по направлению сила одностороннего магнитного притяжения ротора к статору деформирует ось ротора, и при вращении ротора появляются вибрации с частотой вращения.

Подшипники качения в электрических машинах являются источниками так называемых подшипниковых вибраций с широким спектром частот [5, 7, 8, 9]. К подшипниковым вибрациям приводит следующий ряд причин:

1. Наличие в подшипниках нескольких элементов, совершающих сложное движение с различными угловыми скоростями.

2. Несовершенства подшипников качения, образовавшиеся на стадии их изготовления. К числу этих несовершенств относится разность внутренних и наружных колец и разные размеры тел качения, некруглость тел и погрешности профилей дорожек качения, неуравновешенность колец и сепараторов.

3. Несовершенства, возникающие при сборке электрической машины (например, перекосы колец), а также дефекты, появляющиеся в процессе эксплуатации (износы, загрязнение смазкой, разгруженные сепараторов и тел качения и т.д.).

Несовершенства в соединениях валов электрических машин и насосов также являются источниками вибрации [5].

Валы электродвигателей и насосов соединяют, как правило, с помощью муфт двух типов: неподвижных и подвижных.

Для неподвижных муфт, которые могут быть как жесткими, так и упругими, характерным является отсутствие взаимного проскальзывания между элементами муфт. Примером типичной неподвижной муфты является фланцевая муфта, которая состоит из двух полумуфт-фланцев.

Характерное несовершенство изготовления фланцевого соединения заключается в несовпадении оси вращения и осей цилиндрических поверхностей выступов и выточек (радиальное биение) и неперпендикулярности оси вращения торцовым поверхностям полумуфт (торцовое биение).

Таким образом, при соединении полумуфт, имеющих несовершенство изготовления, при их принудительном центрировании ось вращения валов изгибается, что приводит к вибрациям с частотой вращения.

Подвижные муфты, существенно уменьшающие вибрации одного происхождения, сами вследствие определенных несовершенств могут стать причиной вибраций.

Например, в пальцевой муфте передача крутящего момента происходит с помощью нескольких стержней (пальцев), симметрично расположенных на торце одной полумуфты и входящих с определенным зазором в соответствующие гнезда на другой полумуфте.

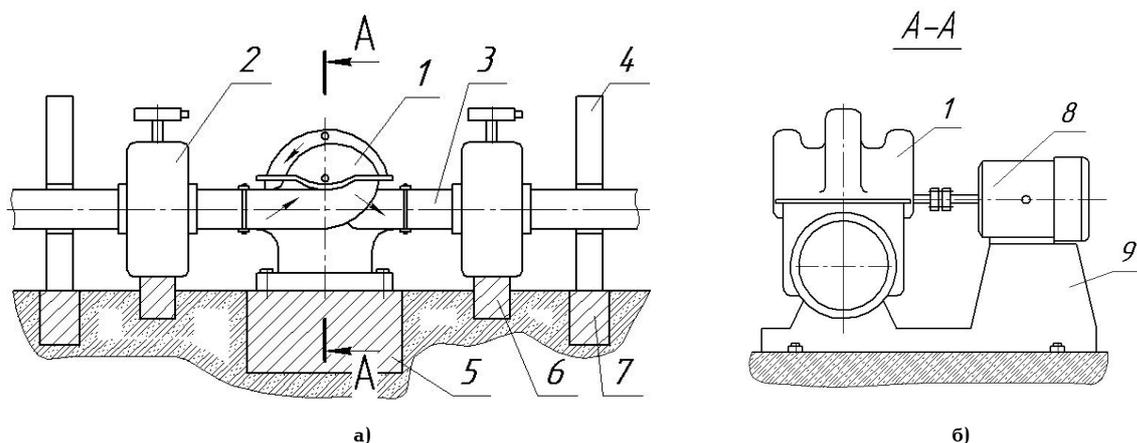
Вследствие неизбежных несовершенств изготовления а также неодинаковости износа пальцев и гнезд силы, действующие на пальцы, в общем случае различны. Это приводит к возникновению в каждой полумуфте некоторых поперечных сил  $\Delta P$ , равных по величине и противоположных по направлению. Эти вращающиеся вместе с валами силы приводят к возникновению вибраций с частотой вращения.

Вследствие того, что величины сил  $\Delta P$ , помимо степени несовершенств в полумуфтах, зависят также от величины крутящего момента, возникающие при этом вибрации зависят от величины крутящего момента.

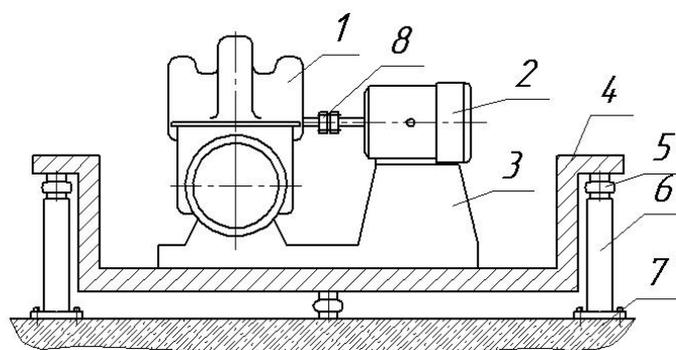
Таким образом, указанные причины возникновения колебаний, каждая в отдельности и в сочетании, приводят к сложным спектрам вибрации систем водоснабжения и водоотведения.

Оценка эффективности вибрационной защиты может быть произведена путем сравнения спектральных характеристик вибраций в контрольных точках строительной конструкции при работе насосной станции без системы вибрационной защиты и с системой вибрационной защиты. Сравняются амплитуды частотного спектра при разложении измеренного процесса в ряд Фурье, значения дисперсий амплитуд вибрации в октавных (или  $\frac{1}{2}$ ,  $\frac{1}{4}$  октавы) полосах частот, а также сравниваются спектральные плотности мощности вибраций.

Предлагается рассмотрение задачи вибрационной защиты строений насосных станций при горизонтальном расположении насосных агрегатов. Принци-



**Рис. 1. Схема агрегата перекачивающей станции**  
 а) — общий вид агрегата, б) — поперечное сечение агрегата на рис. а):  
 1 — насос, 2 — задвижка, 3 — трубопровод, 4 — стена здания насосной станции,  
 5 — фундамент насосного агрегата, 6 — фундамент задвижки, 7 — фундамент здания,  
 8 — электродвигатель, 9 — основание агрегата



**Рис. 2. Схема конфигурации системы вибрационной защиты насосного агрегата с использованием РКО НИ-14:**  
 1 — насос, 2 — электродвигатель, 3 — литая рама, 4 — сварная рама, 5 — РКО,  
 6 — стойка, 7 — фундамент, 8 — эластичная муфта

пиальная схема агрегата перекачивающей станции без вибрационной защиты представлена на рис. 1а, б.

Задачей вибрационной защиты является уменьшение нагрузки, передаваемой от вибрационно-активных узлов на элементы конструкции здания насосной станции.

Вибрационно-активными элементами в данной схеме являются: насосный агрегат, состоящий из электродвигателя и насоса, устанавливаемый на общем основании, а также участок трубопровода от насоса до входа в коллектор за пределами здания насосной станции.

В существующей конструкции всасывающий и нагнетательный трубопроводы связаны с насосным агрегатом жёстко. В разрабатываемой системе вибрационной защиты предлагается соединение трубопроводов с насосом через гибкий резинокордный рукав, развязывающий движение платформы с насосным агрегатом от трубопровода.

Резинокордные рукава необходимых диаметров и длин, снабжённые фланцами для соединения с насосами и трубопроводами, могут быть изготовлены, например, в НПО «Прогресс» в г. Омске на базе выпускаемых серийно резинокордных рукавов.

Необходимо отметить, что кинематическая развязка насосного агрегата и трубопроводов позволяет рассматривать независимо две научно-технические проблемы:

— разработка системы вибрационной защиты здания от насосного агрегата;

— разработка системы вибрационной защиты здания от участков всасывающего и нагнетательного трубопроводов.

Анализ нагрузочных характеристик и конструктивных особенностей РКО показал, что для решения поставленной задачи подходят РКО подушечного типа НИ-14.

Принципиальная схема конфигурации системы вибрационной защиты для насосного агрегата с использованием шести РКО НИ-14 и специальной сборной сварной рамы показана на рис. 2. В данной схеме положение РКО выбрано так, чтобы центр упругости подвески находился как можно ближе к центру масс всего агрегата.

При этом предполагается, что штатная литая рама агрегата используется без конструктивных изменений и крепится к сварной раме.

Принципиальная схема конфигурации системы вибрационной защиты здания от участка трубопровода показана на рис. 3.

Задача вибрационной защиты связана с проблемой динамики пространственно-криволинейных трубопроводов, заполненных стационарным потоком несжимаемой жидкости.

Известно, что стационарный поток жидкости создаёт напряжённо-деформированное состояние

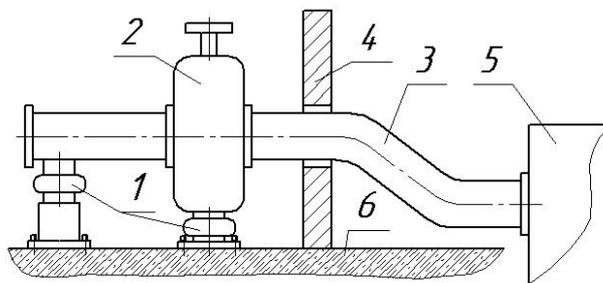


Рис. 3. Схема конфигурации системы вибрационной защиты здания:  
1 — РКО, 2 — задвижка, 3 — трубопровод,  
4 — стена здания насосной станции, 5 — коллектор, 6 — фундамент

трубы. Это необходимо учитывать при выводе уравнений малых колебаний трубопроводов и, следовательно, при оценке частот собственных колебаний.

Для анализа вибрационно-защитных свойств РКО в системе «Насосный агрегат — упругие элементы» необходимо определить частоты собственных колебаний этой системы.

В первом приближении, насосный агрегат вместе с рамами рассматривается как абсолютно твёрдое тело. На основании известных данных о геометрической форме, размерах и массе тел, входящих в систему, были вычислены приведенные моменты инерции, жесткости подвески, положение центра инерции и центра жёсткости. Затем, при использовании известных уравнений механики, были приближённо определены собственные частоты колебаний.

Для данной конструкции получены следующие частоты:

- частота продольных угловых колебаний —  $2,7 \text{ с}^{-1}$ ;
- частота продольных поперечных колебаний — 3,8 Гц;
- частота линейных вертикальных колебаний — 2,3 Гц;
- частота линейных продольных колебаний — 1,8 Гц;
- частота линейных поперечных колебаний — 1,6 Гц.

Таким образом, приближённо найденные собственные частоты колебательной системы «насосный агрегат — упругая подвеска» лежат в области низких частот, и можно ожидать в режиме стационарной работы достаточно большой эффективности вибрационной защиты т. к., судя по литературным источникам и по результатам измерений, проведённых в процессе данной работы, основной частотный спектр вибрационно-активных узлов лежит много выше частот собственных колебаний системы.

#### Библиографический список

1. Исакович, М. М. Устранение вибраций электрических машин / М. М. Исакович, Л. И. Клейман, Б. Х. Перчанок. — Л. : Энергия, 1969. — 215 с.
2. Карелин, В. Я. Кавитационные явления в центробежных и осевых насосах / В. Я. Карелин. — М. : Машиностроение, 1979. — 335 с.

3. Шубов, И. Г. Шум и вибрация электрических машин / И. Г. Шубов. — Л. : Энергоатомиздат, 1986. — 205 с.

4. Вибрация энергетических машин [текст] : справ. пособие / Н. В. Григорьев [и др.] ; под ред. Н. В. Григорьева — Л. : Машиностроение, 1979. — 464 с.

5. Вибрация в технике. В 6 т. Т. 3. Колебания машин, конструкции и их элементов [текст] : справ. / Э. Л. Айрапетов [и др.] ; под ред. Ф. М. Диментберга, К. С. Колесникова. — М. : Машиностроение, 1980. — 544 с.

6. Диментберг, Ф. М. Изгибные колебания вращающихся валов / Ф. М. Диментберг. — М. : Машиностроение, 1975. — 258 с.

7. Пинегин, С. В. Вибрация и шум подшипников качения / С. В. Пинегин, К. В. Фролов. — М. : Машиностроение, 1966. — 198 с.

8. Рагульскис, К. М. Вибрация подшипников / К. М. Рагульскис, А. Ю. Юркаускас, В. В. Атступенас. — Л. : Машиностроение, 1986. — 119 с.

9. Динамика упругих муфт / Н. В. Григорьев [и др.]. — М. : Энергомашинностроение, 1975. — 235 с.

**АВЕРЬЯНОВ Геннадий Сергеевич**, доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой «Авиа- и ракетостроение» Омского государственного технического университета.

**БЕЛЬКОВ Валентин Николаевич**, кандидат технических наук, профессор, декан факультета транспорта, нефти и газа Омского государственного технического университета.

**БУРЬЯН Юрий Андреевич**, доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой «Основы теории механики и автоматическое управление» Омского государственного технического университета.

**КОРЧАГИН Анатолий Борисович**, кандидат технических наук, доцент кафедры «Безопасность жизнедеятельности» Омского государственного технического университета.

**КОМАРОВ Юрий Петрович**, главный конструктор по спецтематике научно-производственного предприятия «Прогресс».

Адрес для переписки: [omankor@mail.ru](mailto:omankor@mail.ru)

Статья поступила в редакцию 23.11.2011 г.

© Г. С. Аверьянов, В. Н. Бельков, Ю. А. Бурьян, А. Б. Корчагин, Ю. П. Комаров

## ОПРЕДЕЛЕНИЕ СОБСТВЕННЫХ ЧАСТОТ КОЛЕБАНИЙ НАСОСНОГО АГРЕГАТА, УСТАНОВЛЕННОГО НА ПНЕВМАТИЧЕСКИХ УПРУГИХ ЭЛЕМЕНТАХ, И ОЦЕНКА ЭФФЕКТИВНОСТИ ПРОЕКТИРУЕМОЙ ВИБРАЦИОННОЙ ЗАЩИТЫ

Рассматриваются приближенный и уточненный методы определения собственных частот колебаний системы и методы оценки эффективности вибрационной защиты на основе пневматических упругих элементов.

**Ключевые слова:** собственная частота колебаний, насосный агрегат, эффективность вибрационной защиты.

Для анализа вибрационно-защитных свойств пневматического упругого элемента (ПУЭ) с резинокордной оболочкой (РКО) в системе «Насосный агрегат – упругие элементы» необходимо определить частоты собственных колебаний этой системы.

В первом приближении насосный агрегат вместе с рамами рассматривается как абсолютно твёрдое тело. На основании известных данных о геометрической форме, размерах и массах входящих в данную систему тел были вычислены приведенные моменты инерции, жесткости подвески, положение центра инерции и центра жёсткости, после чего, при использовании известных уравнений механики приближённо определены собственные частоты колебаний.

Для данной конструкции эти частоты следующие:

- частота продольных угловых колебаний — 2,7 Гц;
- частота продольных поперечных колебаний — 3,8 Гц;
- частота линейных вертикальных колебаний — 2,3 Гц;
- частота линейных продольных колебаний — 1,8 Гц;
- частота линейных поперечных колебаний — 1,6 Гц.

Таким образом, приближённо найденные собственные частоты колебательной системы «насосный агрегат – упругая подвеска» лежат в области низких частот. Тогда в режиме стационарной работы можно

ожидать достаточно большой эффективности вибрационной защиты колебательной системы, так как, судя по литературным источникам и по измерениям, проведённым в процессе данной работы, основной частотный спектр вибрационно-активных узлов лежит много выше частот собственных колебаний системы.

Особое внимание при дальнейших исследованиях следует обратить на нестационарный режим работы агрегата (режим пуска-останова), так как здесь возможно совпадение собственных частот и частот вынужденных воздействий.

Кроме того, при разработке математической модели следует учитывать гироскопический эффект, возникающий вследствие высокой частоты вращения ротора электродвигателя, связанного с ротором насоса, и угловых колебаний всей системы. Возникающий при этом гироскопический момент вызывает раскачивание системы вокруг вертикальной оси, а появляющиеся дополнительные (из-за гироскопического момента) колебания имеют низкую частоту и могут совпадать с собственными частотами [1, 2].

Уточнённый анализ собственных частот колебаний насосного агрегата вместе с рамой и РКО как упругой системы целесообразно произвести на основании расчёта на ЭВМ с использованием метода конечных элементов.

С целью оценки эффективности проектируемой вибрационной защиты необходимо выполнить комплекс вибрационных измерений для насосного агре-

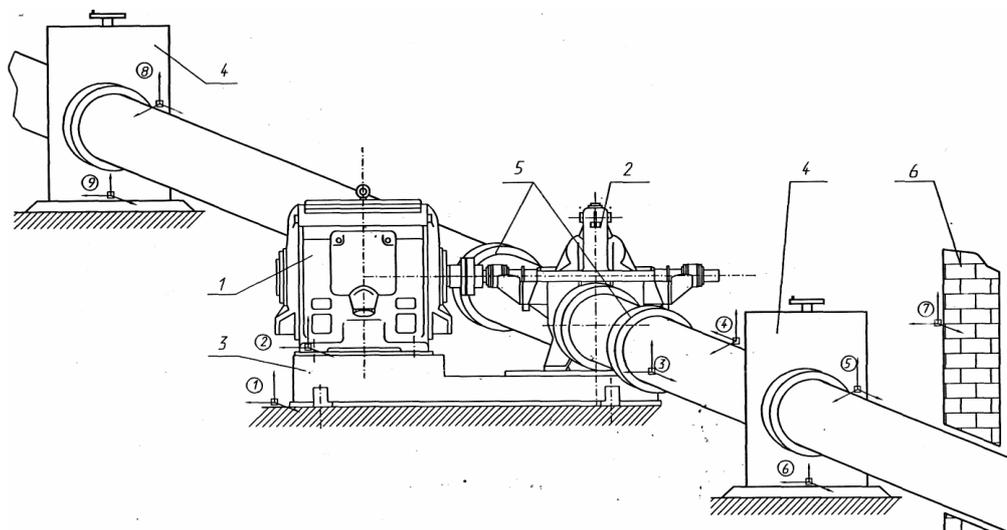


Рис. 1. Схема измерений до установки системы виброзащиты:  
1 — электродвигатель, 2 — насос, 3 — рама, 4 — задвижки, 5 — жесткие соединения, 6 — стена

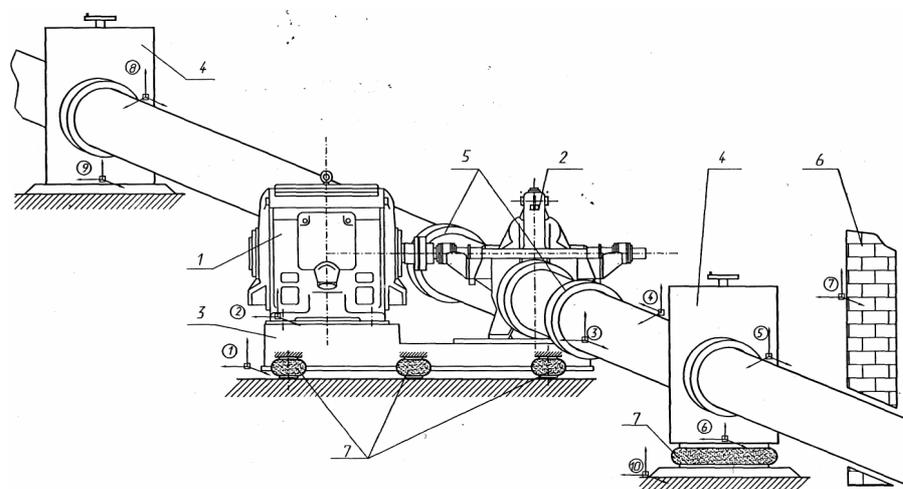


Рис. 2. Схема измерений после установки системы виброзащиты:  
1 — электродвигатель, 2 — насос, 3 — рама, 4 — задвижки, 5 — виброзащитные патрубки; 6 — стена;  
7 — пневмоэлементы на базе РКО

гата без системы виброзащиты и с системой виброизоляции [3].

Разработана методика измерений и составлена схема измерений для характерных точек насосной станции (рис. 1).

Для объективности оценки эффективности виброзащиты по разработанной схеме были проведены измерения на стандартной аттестованной измерительной аппаратуре — сборнике данных модели 2526 фирмы Брюль и Кьер. Результаты измерений представлены в виде амплитудного спектра.

После установки системы вибрационной защиты предполагается проведение измерений на той же аппаратуре и по той же методике по схеме на рис. 2.

В рамках выполнения данной работы проведён комплекс работ по введению информации от стандартного комплекса для измерения вибраций ВИ-6ТН в ЭВМ через звуковую плату и записи результатов в файл для последующей обработки.

Оценка вибраций по амплитудам частотного спектра ряда Фурье корректна только в предположении детерминированного сигнала и может быть использована для предварительной оценки.

Уточнённую оценку необходимо производить либо по спектральной плотности, либо по средне-

квадратичным значениям по полосам частот (обычно при измерениях вибрации принимаются октавные или полуоктавные полосы).

Решённая на данном этапе задача введения информации с датчика вибрации ЭВМ через звуковую плату позволит решить задачу обработки для получения спектральных плотностей или среднеквадратических значений по полосам частот.

В заключение приводится оценка эффективности выбранного принципа вибрационной защиты.

Целью вибрационной защиты в данном случае является снижение реакции основания (фундамента) от силового воздействия насосного агрегата благодаря наличию вибрационно-активного элемента [3].

Если вибрационно-активный элемент создаёт силовое гармоническое возбуждение

$$F = F_0 \sin \omega t,$$

где  $F_0$  и  $\omega$  — амплитуда и частота, то цель вибрационной защиты будет состоять в изменении амплитуды силы  $R_0$ , передаваемой через РКО на фундамент здания. Как известно,  $R_0$  определяется фактически из амплитудно-частотной характеристики системы: насосный агрегат, рассматриваемый как абсолютно твёрдое тело — пружина (РКО) — фундамент

|                        |                    |                    |           |                      |                    |                      |                    |                      |           |                      |                    |                    |
|------------------------|--------------------|--------------------|-----------|----------------------|--------------------|----------------------|--------------------|----------------------|-----------|----------------------|--------------------|--------------------|
| $f$ , Гц               | 12                 | 30                 | 40        | 63                   | 75                 | 85                   | 105                | 112                  | 114       | 168                  | 175                | 200                |
| $A$ , м/с <sup>2</sup> | $4 \times 10^{-3}$ | $3 \times 10^{-2}$ | $10^{-2}$ | $1,5 \times 10^{-3}$ | $4 \times 10^{-3}$ | $4,5 \times 10^{-3}$ | $8 \times 10^{-3}$ | $2,5 \times 10^{-2}$ | $10^{-2}$ | $1,5 \times 10^{-2}$ | $8 \times 10^{-3}$ | $4 \times 10^{-3}$ |

Таблица 2

|          |      |       |      |       |
|----------|------|-------|------|-------|
| $f$ , Гц | 12   | 30    | 40   | 63    |
| $K_R$    | 0,28 | 0,065 | 0,04 | 0,015 |
| $z$      | 3,16 | 7,9   | 10,5 | 16,6  |

Таблица 3

|                |        |        |        |         |
|----------------|--------|--------|--------|---------|
| $f$ , Гц       | 12     | 30     | 40     | 63      |
| $R_{oi}^{yca}$ | 0,0012 | 0,0019 | 0,0004 | 0,00025 |

$$R_0 = F_0 \left[ \frac{\omega_0^4 + 4n^2\omega^2}{(\omega_0^2 - \omega^2)^2 + 4n\omega^2} \right]^{\frac{1}{2}},$$

где  $\omega_0$  — собственная частота системы,  $n$  — коэффициент демпфирования.

В теории вибрационной защиты систем принято характеризовать эффективность действия защиты безразмерным коэффициентом эффективности  $K = R_0/F_0 \leq 1$ .

При введении безразмерных параметров

$$z = \omega/\omega_0 \text{ и } \vartheta = n/\omega_0$$

коэффициент эффективности может быть вычислен по выражению:

$$K_R = \sqrt{\frac{1 + 4\vartheta^2 z^2}{(1 - z^2)^2 + 4\vartheta^2 z^2}},$$

где  $\vartheta$ ,  $z$  — безразмерные элементы.

При полигармоническом воздействии, которое представляется суммой:

$$F_{\Sigma}(x) = \sum_{i=1}^n F_{oi} \sin(\omega_i t + x_i),$$

где  $F_{oi}$ ,  $\omega_i$ ,  $x_i$  — соответственно амплитуда, частота и начальная фаза  $i$ -й гармоники.

Условие эффективности вибрационной защиты эквивалентно выполнению неравенства

$$K_{Ri}(\vartheta, z_i) \leq 1, (i = 1, 2 \dots n).$$

Необходимо отметить, что совокупность чисел  $F_{oi}$  образует амплитудный спектр воздействия. Ограничиваясь на данном этапе оценкой эффективности при представлении возбуждаемого сигнала в виде амплитудного спектра, можно считать, что при существующем в настоящее время жёстком креплении насосного агрегата на фундаменте виброускорения корпуса рамы насосного агрегата пропорциональны силовому воздействию при установке рамы на виброизоляторы и адекватны по частотному спектру.

Выборка для измеренных вертикальных ускорений рамы агрегата (точки 2 на схеме измерений,

рис. 1) представляет собой амплитудный спектр виброускорений  $A_2$ , приведенный в табл. 1.

Проведённый анализ собственных частот  $\omega_0$  системы «агрегат – ПУЭ с РКО» показывает, что наивысшая частота  $\omega_0$  составляет 3,8 Гц и соответствует наихудшему коэффициенту эффективности.

Анализ коэффициентов эффективности при  $\vartheta = 0,33$  показывает, что величина  $K_R$  для наиболее значимых параметров амплитудного спектра имеет значение, приведенное в табл. 2.

Учитывая значения амплитудного спектра, оценку эффективности необходимо производить с учётом того, что  $R_{oi}^{yca} \leq K_{Ri} A_i$  (табл. 3).

Наиболее неблагоприятные значения полигармонического воздействия лежат на частоте  $f = 30$  Гц. Анализ показывает, что максимальная величина реакции основания во всём диапазоне частот не превышает значения, которое соответствует снижению не менее чем в 10 раз амплитуды силового воздействия для наиболее «неблагоприятной» частоты 30 Гц. Таким образом, можно утверждать, что выбранная схема и конструктивное решение вибрационной защиты на базе РКО позволит достаточно эффективно решить поставленную задачу.

#### Библиографический список

- Исакович, М. М. Устранение вибраций электрических машин / М. М. Исакович, Л. И. Клейман, Б. Х. Перчанок. — Л.: Энергия, 1969. — 215 с.
- Вибрация в технике. В 6 т. Т. 3. Колебания машин, конструкций и их элементов [текст]: справочник / Э. Л. Айрапетов [и др.]; под ред. Ф. М. Диментберга, К. С. Колесникова. — М.: Машиностроение, 1980. — 544 с.
- Вибрация энергетических машин [текст]: справ. пособие / Н. В. Григорьев [и др.]; под ред. Н. В. Григорьева. — Л.: Машиностроение, 1979. — 464 с.

**АВЕРЬЯНОВ Геннадий Сергеевич**, доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой «Авиа- и ракетостроение» Омского государственного технического университета.

**БЕЛЬКОВ Валентин Николаевич**, кандидат технических наук, профессор, декан факультета транспорта, нефти и газа Омского государственного технического университета.

**БОБРОВ Сергей Петрович**, первый заместитель генерального директора научно-производственного предприятия «Прогресс».

**КОРЧАГИН Анатолий Борисович**, кандидат технических наук, доцент кафедры «Безопасность жизнедеятельности» Омского государственного технического университета.

**КОМАРОВ Юрий Петрович**, главный конструктор по спецтеematике научно-производственного предприятия «Прогресс».

Адрес для переписки [omankor@mail.ru](mailto:omankor@mail.ru)

Статья поступила в редакцию 06.12.2011 г.

© Г. С. Аверьянов, В. Н. Бельков, С. П. Бобров, А. Б. Корчагин, Ю. П. Комаров

УДК 621.9

**Р. Л. АРТЮХ  
А. В. ДЕЙЛОВА  
А. П. МОРГУНОВ**

Омский государственный  
технический университет

## ВЛИЯНИЕ ПОГРЕШНОСТИ УСТАНОВКИ ЗАГОТОВКИ В ЦЕНТРАХ НА ТОЧНОСТЬ ВЫПОЛНЯЕМЫХ РАЗМЕРОВ

В статье рассмотрено влияние геометрической точности станка, а именно влияние точности положения центров относительно друг друга, точности геометрической формы конусных поверхностей центров на получаемую в результате обработки форму деталей. Представлена 3D модель обработки заготовки в центрах, позволяющая увидеть контактные участки поверхности центровых отверстий и центров, визуализировать процесс возникновения погрешностей как линейных, так и диаметральных отклонений формы.

**Ключевые слова:** погрешность установки, эксцентриситет, несоосность центров станка, 3D модель, отклонение формы, центровые отверстия.

Технологическая подготовка производства, а именно, проектирование технологических процессов, в том числе и расчет размеров, занимает значительную долю времени при изготовлении деталей. При оценке влияния погрешностей, возникающих в процессе обработки, доминирующей погрешностью зачастую является погрешность установки, которая включает в себя погрешность базирования  $E_6$ , погрешность закрепления  $E_3$  и погрешность приспособления  $E_{пр}$ :  $E_{уст} = E_6 + E_3 + E_{пр}$ .

При обработке поверхностей вращения на токарных и круглошлифовальных станках эксцентриситеты появляются, как правило, при смене технологических баз (1). При обработке в центрах, либо при обработке без смены технологических баз погрешность установки исключается из расчета суммарной погрешности (2).

$$\Delta\sigma = \Delta y + E_{уст} + \Delta n + \Delta i + \Delta T + \Delta\Sigma\phi, \quad (1)$$

$$\Delta\sigma = \Delta y + \Delta n + \Delta i + \Delta T + \Delta\Sigma\phi. \quad (2)$$

В то же время результаты исследований точности обработки поверхностей вращения в центрах свидетельствуют о существенном влиянии точности положения оси центров на появление отклонений формы обрабатываемых поверхностей как цельных, так и прерывистых. Очевидным является факт несоответствия оси центров и оси заготовки, который возникает в результате перекося осей центров станка и осей центровых отверстий заготовки, в результате

износа центровых отверстий и конических поверхностей центров. В этом случае, если оси центровых отверстий заготовки не совпадают, то контакт между поверхностью центрального отверстия и центра происходит, как правило, по двум точкам.

Из-за несоосности центров станка погрешность взаимного положения центровых отверстий и центров также увеличивается. Кроме того, угол конуса центра станка имеет допуск  $\pm 30'$ , а угол конуса центрального отверстия от  $+30'$  до  $-1^\circ$  (в соответствии с ГОСТ) [1].

Наличие погрешности технологических баз при установке заготовки на центра станка оси центров и ось вращения заготовки не совпадают. Незначительное изменение положения заготовки на центрах изменяет взаимное положение оси заготовки и осей центров. В качестве параметров, определяющих данные положения, можно рассматривать углы  $\Delta\gamma$ ,  $\Delta\delta$  и  $\Delta\nu$  (рис. 1).

Как видно из рис. 2, перекося центровых гнезд и центров вызывают появление дополнительных погрешностей линейных размеров. Несоосность переднего и заднего центров, например, изменение положения заготовки на величину  $e$ , появляющуюся в результате смещения заднего центра, в конечном счете, приведет к изменению радиальной составляющей силы резания  $P_y$ , так как изменяется толщина срезаемого слоя при точении или шлифовании.

Упругие деформации, возникающие под влиянием сил резания, в данном случае от радиальной составляющей  $P_y$ , изменяют положение исходной поверх-

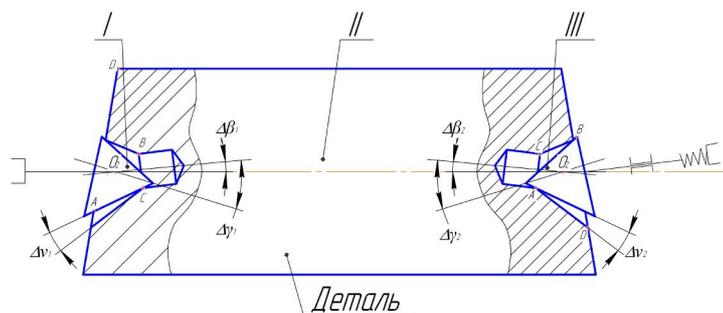


Рис. 1. Схема базирования заготовки на центрах станка с перекосом и отклонением от соосности:  
 I – центр неподвижный; II – общая ось; III – центр подвижный  
 $\Delta\beta$  – угол между конусными поверхностями;  
 $\Delta\gamma$  – угол между общей осью и осью соответствующего центра станка;  
 $\Delta\nu$  – угол между общей осью и осью рассматриваемого центрального отверстия

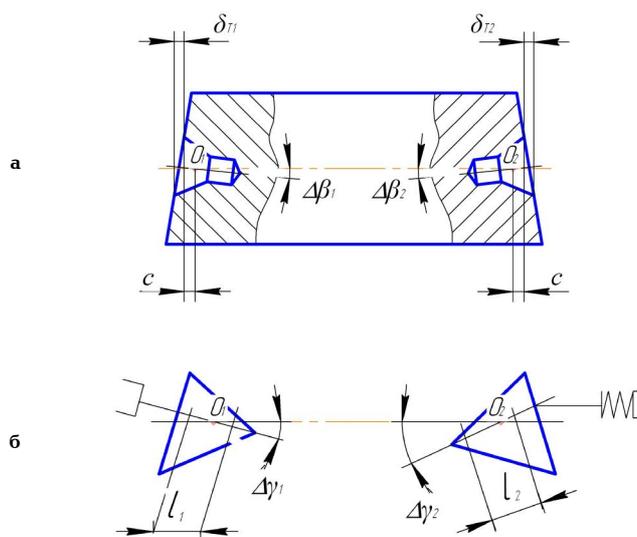


Рис. 2. Определение общей оси детали (а) и центров (б):  
 $O_1$  и  $O_2$  – точки, через которые проходит прямая, являющаяся общей осью центров станка;  
 $\Delta\gamma$  – угол между общей осью и осью соответствующего центра станка;  
 $l_1$  и  $l_2$  – длина рабочих участков центров станка

ности, что влечет за собой наследование погрешности формы на обрабатываемую поверхность. В результате действия сил резания происходит упругое перемещение шпинделя, переднего и заднего центров станка. Соотношение упругих перемещений центров и положения лезвия инструмента приведет к изменению положения обрабатываемой поверхности, т.е. к отклонению ее формы. Как видно из рис. 3, угол смещения оси центров  $\alpha$  является источником появления отклонения формы обрабатываемой поверхности  $\Delta\phi$  [2].

$$\Delta\phi = \operatorname{tg}\alpha \cdot l_x. \quad (3)$$

Рассматриваемая схема позволяет визуализировать процесс возникновения погрешностей как линейных, так и диаметральных отклонений формы. Задавая значение угла  $\alpha$ , длину заготовки  $l_x$ , перпендикулярность торцев оси заготовки, величину прецессии оси вращения заготовки в процессе обработки и другие параметры, влияющие на точность обработки, представляется возможным вычислить отклонение формы на выполняемом переходе.

Одним из существенных источников появления погрешностей являются температурные деформации,

возникающие в результате воздействия внутренних и внешних источников тепла. К внутренним источникам относится выделение тепла при контактном взаимодействии режущего инструмента и обрабатываемой заготовки. Тепловые деформации также приводят к изменению положения центров, что, в конечном счете, приводит к образованию погрешностей формы в продольном и поперечном сечении заготовки.

Кроме ранее рассматриваемых источников образования погрешности формы, еще одним является непараллельность торцев и перпендикулярность их оси вращения заготовки. Когда торцовое биение рассматривается в сочетании с перекосом оси центров, форма наружной поверхности будет иметь различные виды некруглости (эллипсность, овальность и пр.)

Таким образом, наличие отклонений формы, появляющихся в результате обработки поверхностей вращения, объясняется действием как отдельных источников, так и совместным их действием:

- несоосностью центров станка;
- непараллельностью торцев заготовки;
- перпендикулярностью торцев оси вращения заготовки;

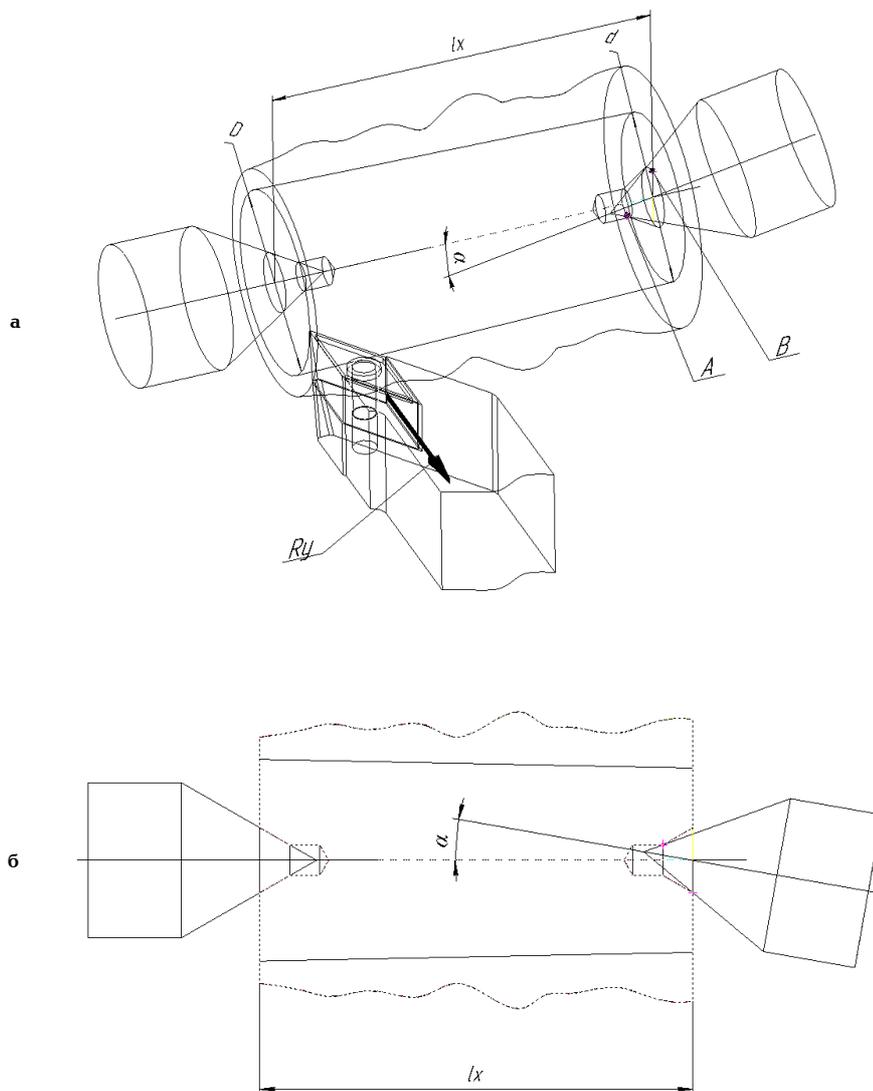


Рис. 3. Влияние глубины резания на изменение радиальной составляющей  $P_y$  при точении:  
а) 3D модель «Обработка заготовки в центрах» (изометрия)

б) изменение положения оси центров

$\alpha$  — угол смещения оси центров;

$l_x$  — длина заготовки;

$P_y$  — радиальная составляющая силы резания;

$A$  и  $B$  — контактные участки поверхности;

$D$  и  $d$  — наибольший и наименьший диаметры, получаемые при обработке

— изменениям радиальной составляющей силы резания  $P_y$  вследствие наличия погрешности формы исходной заготовки;

— изменением положения центров в результате тепловых воздействий.

#### Библиографический список

1. Ломова, О. С. Точность обработки деталей на круглошлифовальных станках : монография / О. С. Ломова, С. М. Ломов, А. П. Моргунов. — М. : Издательский центр «Технология машиностроения», 2011. — 176 с.

2. Драчев, О. И. Экспериментальные исследования стабилизации оси маложесткой детали при использовании самоцентрирующих люнетов / О. И. Драчев, Г. В. Тараненко, В. А. Та-

раненко // Технологии и техника автоматизации 2008 : сб. трудов МНТК, посвященной 75-летию ГИУА. — Ереван : ГИУА, 2008. — С. 56–59.

**АРТЮХ Роман Леонидович**, старший преподаватель кафедры «Технология машиностроения».

**ДЕЙЛОВА Александра Витальевна**, аспирантка кафедры «Технология машиностроения».

**МОРГУНОВ Анатолий Павлович**, доктор технических наук, профессор (Россия), заведующий кафедрой «Технология машиностроения».

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

Статья поступила в редакцию 27.12.2011 г.

© Р. Л. Артюх, А. В. Дейлова, А. П. Моргунов

## РАЗРАБОТКА МЕТОДА СИНТЕЗА ОПТИМАЛЬНЫХ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ РАЗМЕРНЫХ СТРУКТУР НА ОСНОВЕ УЧЕТА МНОЖЕСТВЕННОСТИ КРИТЕРИЕВ ОПТИМИЗАЦИИ

**В статье рассматривается методика синтеза оптимальной технологической структуры, позволяющая сократить сложную и трудоемкую работу технолога по ручному проектированию технологического процесса и расчету линейных технологических размеров.**

**Ключевые слова:** информационная модель, автоматизация, критерий, синтез, оптимизация, теория графов.

Размерный анализ технологических процессов включает выявление и фиксацию взаимосвязей всех размерных параметров (геометрической структуры), в том числе с применением теории графов, проверку и установление рациональных способов простановки технологических размеров в операционных картах, т.е. решает задачу построения оптимальной геометрической структуры технологического процесса.

В методике [1] используется теория графов и матрицы баз, и формируется оптимальная геометрическая структура технологического процесса. Основным критерием, по которому формируется оптимальная структура, является минимизация количества технологических баз.

В работе [2] также используется теория графов, формируется оптимальная схема обработки, основываясь на критерии — минимальном размере припуска.

В методике [3] обеспечивается построение оптимальной размерной структуры технологического процесса с минимальной суммой ожидаемых величин колебаний припусков. Особенность методики состоит в том, что минимальная сумма ожидаемых величин колебаний припусков достигается наибольшим количеством составляющих звеньев в технологической цепи размера, заданного чертежом между технологическими базами. Методика применима при обработке деталей с низкой точностью размеров и из дорогих материалов, где снятие припуска больше минимального нецелесообразно.

В работе [4] приведена автоматизированная методика проектирования размерных структур технологического процесса деталей типа тел вращения. Методика основывается на создании размерной структуры с минимально возможным количеством составляющих звеньев размерных цепей и минимальным объемом припуска. Недостаток заключается в том, что данная методика применима для типовых деталей. Для оригинальных необходима дополнительная разработка размерных структур.

Из вышесказанного следует, что существующие методики используют не более двух критериев для построения оптимальной геометрической структуры, т.е. не учитывают всех факторов, по которым можно оценивать оптимальность геометрической структуры технологического процесса механической обработки.

Для решения данной проблемы предлагается разработать автоматизированную методику синтеза технологических размерных структур, которая объединит множество критериев оптимальности и исключит сложную трудоемкую работу технолога по проектированию технологических процессов.

Метод синтеза оптимальной геометрической структуры технологического процесса по предлагаемой методике (рис. 1), состоит из четырех этапов: первый этап заключается в подготовке исходных данных для синтеза структуры; вторым этапом является синтез геометрических структур технологического процесса; на третьем этапе производится расчет полученных структур технологических процессов с использованием программы «Diamond» [5] и формирование массива значений критериев оптимальности; четвертый этап заключается в определении оптимального варианта геометрической структуры.

Исходными данными является чертеж детали (рис. 2) на основе которого строится информационная модель детали (рис. 3), включающая в себя геометрическую модель, и массивы, содержащие следующую информацию: а) количество поверхностей; б) количество участков замкнутого контура детали и номера поверхностей, образующих контур; в) шероховатость поверхностей, составляющих геометрическую модель детали; г) линейные, диаметральные конструкторские размеры и требования взаимного расположения поверхностей, составляющих геометрическую модель детали.

После подготовки исходных данных осуществляется синтез геометрических структур технологи-

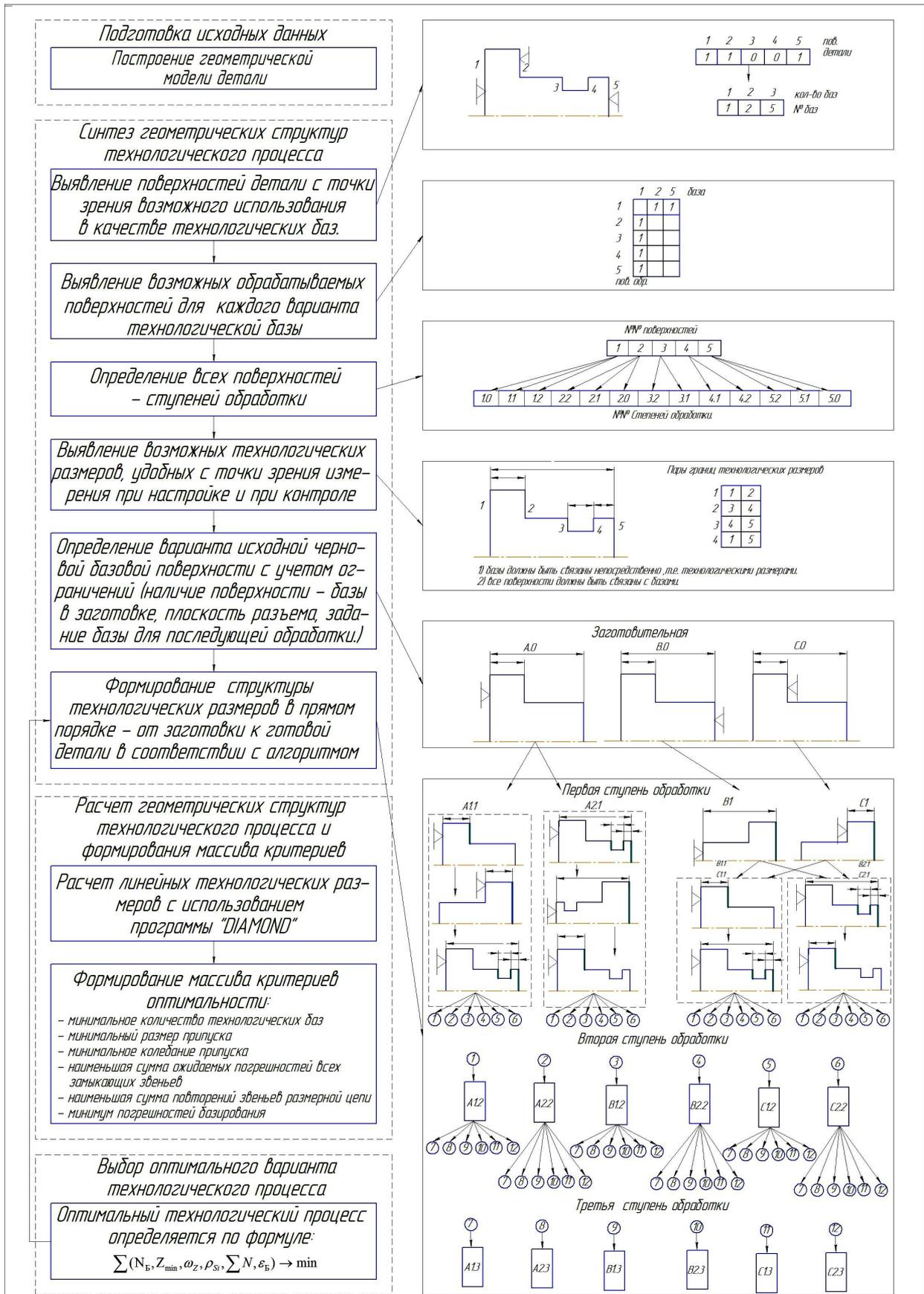


Рис. 1. Метод синтеза оптимальной геометрической структуры технологического процесса



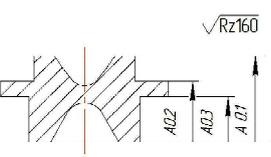
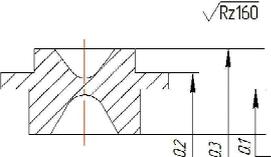
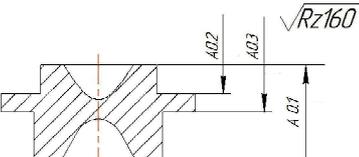
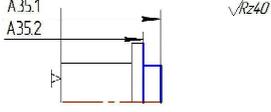
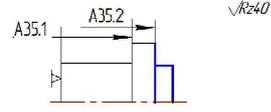
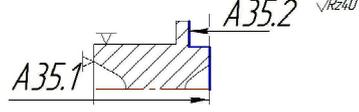
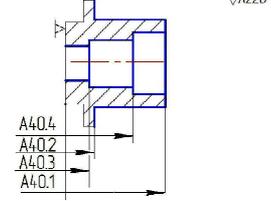
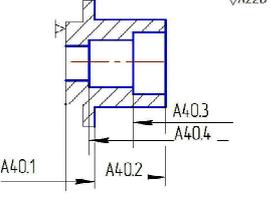
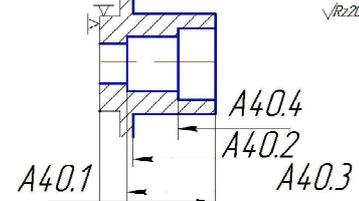
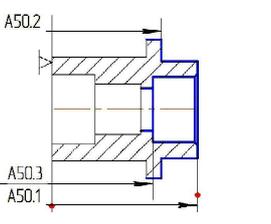
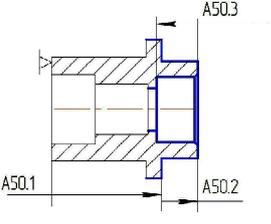
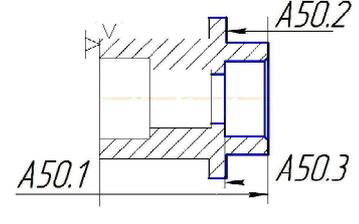
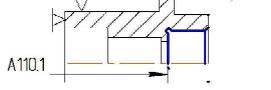
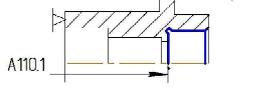
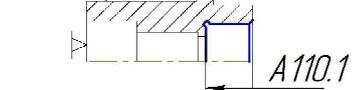
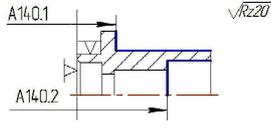
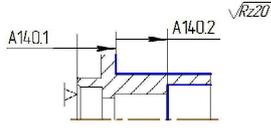
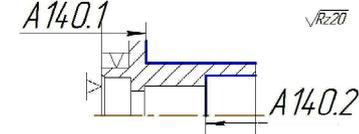
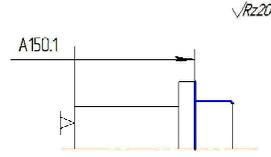
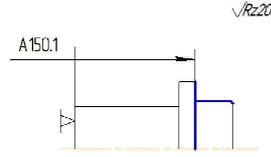
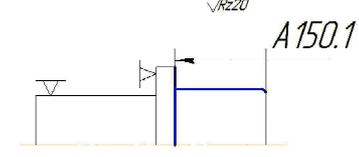
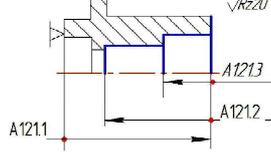
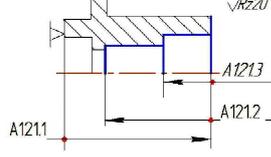
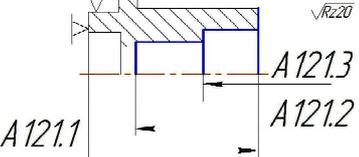
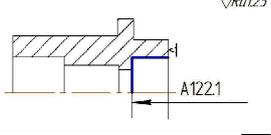
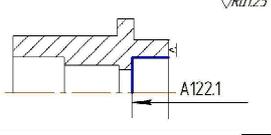
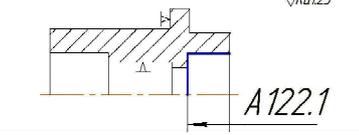
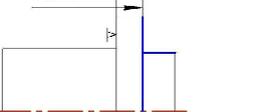
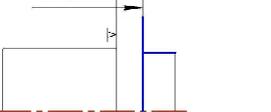
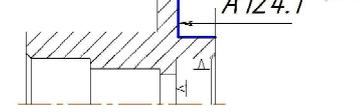
| № ОПЕРАЦИИ                                  | Вариант 1   | Вариант 8   | Заводской вариант (7)  |
|---|---|---|--|
| 1010<br>заготовительная<br>шляпобка         |    |    |    |
| 1035<br>токарно<br>винтагрезная<br>черновая |    |    |    |
| 1040<br>токарно<br>винтагрезная<br>черновая |    |    |    |
| 1050<br>токарно<br>винтагрезная             |   |   |   |
| 1110<br>токарно<br>винтагрезная             |  |  |  |
| 1140<br>токарно<br>винтагрезная             |  |  |  |
| 1150<br>токарно<br>винтагрезная             |  |  |  |
| 1210<br>внутри-<br>шляпобла-<br>льная       |  |  |  |
| 1220<br>внутри-<br>шляпобла-<br>льная       |  |  |  |
| 1240<br>круже-<br>шляпобла-<br>льная        |  |  |  |

Рис. 4. Варианты геометрических структур технологических процессов

ческого процесса. Синтез геометрических размерных структур включает в себя следующие действия:

- выявление поверхностей детали с точки зрения возможного использования в качестве технологических баз;
- выявление возможных обрабатываемых поверхностей для каждого варианта технологических баз;
- определение всех поверхностей — ступеней обработки [6];
- выявление возможных технологических размеров, удобных с точки зрения измерения при настройке и при контроле;
- определение варианта исходной черновой базовой поверхности.

После определения возможных вариантов базирования заготовки, формируются возможные варианты обработки заготовки на первой ступени. Например, для возможного использования трех баз заготовки, каждая база дает два варианта обработки на первой ступени. При наличии второй ступени обработки каждый вариант обработки на первой ступени дает шесть вариантов второй ступени. Далее каждый вариант второй ступени дает шесть вариантов обработки третьей ступени. Обработку на четвертой и последующих ступенях не рассматриваем, т.к. она применяется редко.

Формирование каждого варианта ступеней обработки производится по следующему алгоритму:

1. Берется база предыдущей ступени обработки и обрабатываются чистая база и те поверхности, которые связаны с получаемой чистой базой непосредственно или опосредованно;

2. Берется полученная чистая база, и обрабатываются те поверхности, которые связаны с этой другой чистой базой непосредственно или опосредованно;

3. Берется снова чистая база, и обрабатываются поверхности, связанные с этой чистой базой непосредственно или опосредованно (но не связанные с чистой базой п. 2);

4. Берется чистая база, и обрабатываются поверхности, связанные с этой чистой базой непосредственно или опосредованно (но не связанные с чистой базой п. 1).

При синтезе геометрических структур используются следующие правила, соответствующие общим требованиям технологии машиностроения:

а) поверхности детали должны быть пригодны для использования их в качестве технологических баз;

б) для каждого варианта технологических баз существуют свои варианты обрабатываемых поверхностей;

в) каждая поверхность готовой детали должна быть обработана необходимое количество раз, с целью обеспечения точности и качества поверхностей, требуемое чертежом;

г) линейные технологические размеры должны быть удобны для измерения при настройке и при контроле.

На основе описанных выше алгоритма и правил было сформировано девять геометрических структур технологических процессов. После формирования геометрических структур технологических процессов необходимо для каждой структуры выполнить расчет линейных технологических размеров с использованием программы «Diamond» с целью получения численных значений критериев для дальнейшей оценки оптимальности. Для оценки оптимальности геометрических структур используются следующие критерии:

- минимальное количество технологических баз,  $N_B$ ;
- минимальный размер припуска,  $Z_{\min}$ ;
- минимальное колебание припуска,  $\omega_Z$ ;
- наименьшая сумма ожидаемых погрешностей всех замыкающих звеньев  $\rho_{Si}$ ;
- наименьшая сумма повторений звеньев размерной цепи,  $\Sigma N$ .

В результате расчета формируется массив численных значений критериев оптимальности для сформированных вариантов технологических процессов, представленный в табл. 1.

Оптимальным будет считаться тот технологический процесс, у которого суммарный критерий оптимальности будет минимальным (1).

$$K_{\Sigma} = \sum_{i=1}^5 C_i \cdot K_i \rightarrow \min, \quad (1)$$

где  $C_i$  — весовой коэффициент  $i$ -го критерия;  
 $K_i$  — значение  $i$ -го критерия.

Так как каждый критерий имеет свою степень значимости, то критериям присваивается свое весовое значение, выраженное в процентах:

- количество технологических баз, шт. — 10 %;
- минимальный размер припуска, мм — 15 %;
- минимальное колебание припуска, мм — 45 %;
- наименьшая сумма погрешностей всех замыкающих звеньев, мм — 15 %;

Таблица 1

Массив критериев оптимальности с рассчитанными показателями

| № п/п | Количество технологических баз, шт | Минимальный размер припуска $Z_{\min}$ , мм | Минимальное колебание припуска, мм | Наименьшая сумма погрешностей всех замыкающих звеньев, мм | Наименьшая сумма повторений звеньев размерной цепи |
|-------|------------------------------------|---|------------------------------------|---|--|
| 1     | 3                                  | 3,94  | 7,0                                | 2,696   | 44   |
| 2     | 3                                  | 3,94  | 9,89                               | 2,671   | 49   |
| 3     | 3                                  | 4,0   | 10,9                               | 2,028   | 59   |
| 4     | 4                                  | 4,0   | 7,95                               | 1,571   | 53   |
| 5     | 4                                  | 3,94  | 10,5                               | 1,935   | 55   |
| 6     | 4                                  | 3,95  | 9,64                               | 2,225   | 46   |
| 7     | 4                                  | 3,98  | 10,0                               | 2,064   | 44   |
| 8     | 3                                  | 3,94  | 11,99                              | 2,698   | 42   |
| 9     | 3                                  | 3,94  | 9,92                               | 2,24  | 42   |

Выбор оптимального технологического процесса

Таблица 2

| № п/п | $N_B$ , шт | $Z_{\min}$ , мм | $\omega_z$ , мм | $\rho_{Si}$ , мм | $\Sigma N$ | $K_{\Sigma}$ |
|-------|------------|-----------------|-----------------|------------------|------------|--------------|
| $C_i$ | 10%        | 15%             | 45%             | 15%              | 15%        |              |
| 1     | 0,075      | 0,148           | 0,263           | 0,15             | 0,112      | 0,747        |
| 2     | 0,075      | 0,148           | 0,371           | 0,148            | 0,125      | 0,867        |
| 3     | 0,075      | 0,15            | 0,409           | 0,113            | 0,15       | 0,897        |
| 4     | 0,1        | 0,15            | 0,298           | 0,087            | 0,135      | 0,77         |
| 5     | 0,1        | 0,148           | 0,394           | 0,108            | 0,14       | 0,889        |
| 6     | 0,1        | 0,148           | 0,362           | 0,124            | 0,117      | 0,851        |
| 7     | 0,1        | 0,149           | 0,375           | 0,115            | 0,112      | 0,851        |
| 8     | 0,075      | 0,148           | 0,45            | 0,15             | 0,107      | 0,93         |
| 9     | 0,075      | 0,148           | 0,372           | 0,125            | 0,107      | 0,826        |

— наименьшая сумма звеньев размерной цепи — 15 %.

Степени значимости критериев, взятые в процентах, не являются постоянными величинами, они могут изменяться в зависимости от того, какие требования предъявляются к технологическому процессу. В данной статье они взяты ориентировочно для наглядной демонстрации работы принципа выбора оптимального технологического процесса.

Далее происходит выявление оптимальной геометрической структуры технологического процесса путем перерасчета критериев оценки с учетом их веса и относительных значений критериев (табл. 2).

Из приведенных в табл. 2 значений и условия (1) видно, что минимальное значение суммарного критерия имеет первый технологический процесс (0,747), который является оптимальным, наихудшим является восьмой технологический процесс (0,93), заводской технологический процесс имеет среднее значение суммарного критерия (0,851).

Разработанная методика проектирования оптимальных размерных структур технологии механической обработки учитывает необходимость назначения технологических размеров, удобных для измерения при настройке и контроле, и множественность критериев оптимизации, позволяет снизить себестоимость производства деталей, сократить время, затрачиваемое на технологическую подготовку производства, повысить производительность труда технолога при улучшении качества проектируемых технологий и исключении ошибок.

#### Библиографический список

1. Мордвинов, Б. С. Расчет линейных технологических размеров и допусков при проектировании технологического процесса механической обработки [Текст] / Б. С. Мордвинов, Л. Е. Яценко, В. Е. Васильев. — Иркутск : Иркутский госуниверситет, 1980. — 104 с.

2. Мальков, Н. П. Алгоритм выбора оптимальной схемы обработки по размерным связям / Н. П. Мальков // Сб. тр. механико-технологического факультета : сб. науч. тр. — Омск : Зап-Сиб. кн. изд-во, 1996. — С. 129–138.

3. Косоротова, Ю. Н. Автоматизация выбора вариантов размерной структуры технологического процесса механической обработки при проектировании автоматической линии на стадии технического предложения [Текст] : автореф. дис. ... канд. техн. наук : 05.02.08. / Ю. Н. Косоротова — М., 1990. — 24 с.

4. Перминов, А. В. Моделирование оптимальной размерной структуры технологических процессов механической обработки / А. В. Перминов // Наука — производству. — 2000. — № 5. — С. 28–32.

5. Масыгин, В. Б. Расчет линейных, диаметральных и радиальных технологических размеров с применением программ «DIAMOND» и «RADIAL» [Текст] / В. Б. Масыгин, С. Г. Головченко, А. Беккер // Анализ и синтез механических систем : сб. науч. тр. ; под ред. В. В. Евстифеева. — Омск : ОмГТУ, 2005. — С. 13–23.

6. Определение количества ступеней обработки поверхности при проектировании плана технологического процесса механической обработки [Текст] / В. Б. Масыгин [и др.] // Военная техника, вооружение и технологии двойного применения : матер. III Межд. технол. конгресса. Омск, 7–10 июня 2005 г. В 2 ч. Ч. 1. — Омск : ОмГТУ, 2005. — С. 161–163.

**АРТЮХ Роман Леонидович**, старший преподаватель кафедры «Технология машиностроения».

**МАСЯГИН Василий Борисович**, кандидат технических наук, доцент (Россия), доцент кафедры «Технология машиностроения».

**МОРГУНОВ Анатолий Павлович**, профессор (Россия), доктор технических наук, заведующий кафедрой «Технология машиностроения».

Адрес для переписки: [Art1405@rambler.ru](mailto:Art1405@rambler.ru)

Статья поступила в редакцию 28.12.2011 г.

© Р. А. Артюх, В. Б. Масыгин, А. П. Моргунов

## ОЦЕНКА МАССОВОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ МАНЕВРИРУЮЩИХ МАЛЫХ КОСМИЧЕСКИХ АППАРАТОВ С ДВИГАТЕЛЬНОЙ УСТАНОВКОЙ МИКРОТЯГИ НА АММИАКЕ

Рассмотрены вопросы формирования массового критерия для оценки эффективности маневрирующих малых космических аппаратов (ММКА) с двигательной установкой микротяги (ДУМИТ) на аммиаке на основе габаритно-массовых моделей (ГММ).

**Ключевые слова:** двигательная установка, критерий, масса, оценка, электротермический микродвигатель, эффективность, удельный импульс тяги.

Известные подходы к формированию массового критерия для оценки эффективности ММКА с ДУМИТ на аммиаке и электротермическим микродвигателем (ЭТМД) используются для ранних этапов проектирования и обладают низкой точностью расчетного определения масс, поскольку [1]:

- основаны на методе коэффициентов;
- не содержат приведенных масс, связанных с установкой ДУМИТ в ММКА;
- удельный импульс тяги ЭТМД принят постоянным.

Так, например, в соответствии с [1] структурное уравнение приведенной массы ДУМИТ ( $m_{\text{ДУМИТ}}^{\text{прив}}$ ) содержит массы: конструкции ДУМИТ ( $m_{\text{ДУМИТ}}^{\text{констр}}$ ), топлива  $m_{\text{T}}$ , топливного бака ( $k_0 m_{\text{T}}$ ), системы электропитания (СЭП), обеспечивающей работу ЭТМД  $m_{\text{СЭП}}^{W_1-\text{ЭТМД}}$  и автоматики ДУМИТ  $m_{\text{СЭП}}^{W_2-\text{ДУМИТ}}$  с энергопотреблением  $W_1, W_2$ :

$$m_{\text{ДУМИТ}}^{\text{прив}} = m_{\text{ДУМИТ}}^{\text{констр}} + m_{\text{T}} + k_0 m_{\text{T}} + m_{\text{СЭП}}^{W_1-\text{ЭТМД}} + m_{\text{СЭП}}^{W_2-\text{ДУМИТ}}, \quad (1)$$

где  $k_0$  — массовый коэффициент топливного бака.

Для повышения достоверности оценки эффективности ММКА с ДУМИТ на аммиаке и ЭТМД на более поздних этапах проектирования рассмотрим пути формирования уточненного массового критерия с использованием габаритно-массовых моделей (ГММ) в части масс, зависящих от массы топлива.

Рассматриваемая принципиальная компоновка ММКА и установка ДУМИТ показаны на рис. 1.

Удельный импульс тяги ЭТМД существенным образом зависит от температуры газообразного аммиака в ЭТМД, которая, в свою очередь, зависит от времени подготовки КДУ к работе, определяемое временем разогрева нагревательного элемента микродвигателя.

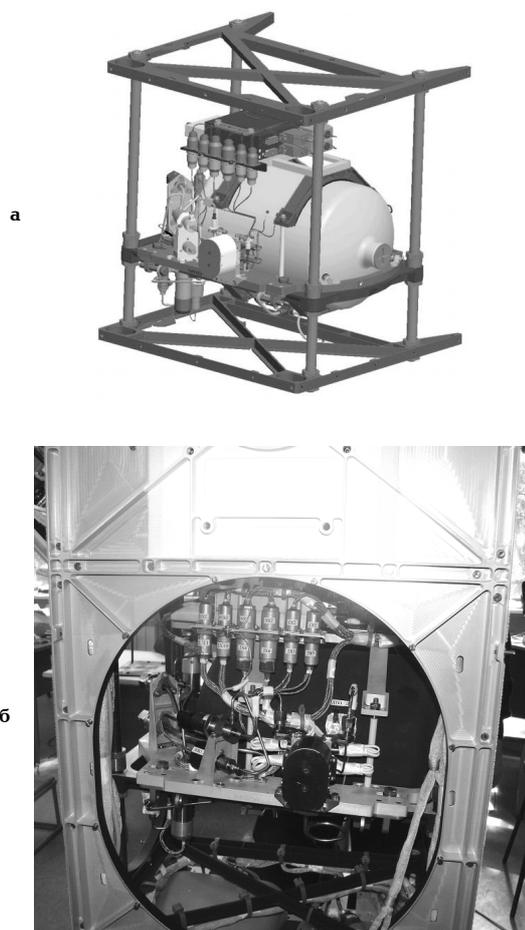


Рис. 1. Общий вид ДУМИТ в составе ММКА:  
а — установка ДУМИТ; б — ДУМИТ в составе МКА

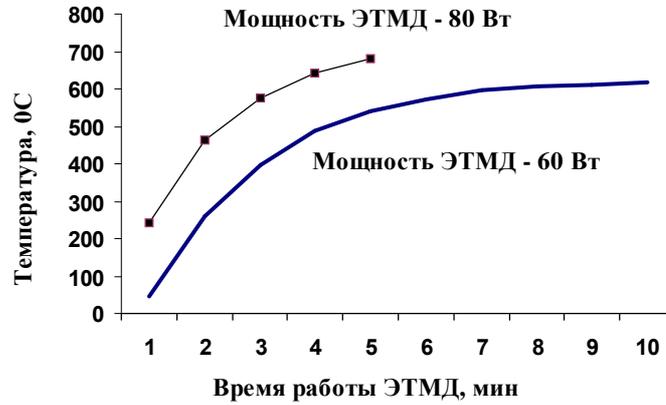


Рис. 2. Изменение температуры газообразного аммиака в ЭТМД по результатам натурных испытаний

Опыт эксплуатации ДУМИТ с ЭТМД показал, что для обеспечения надежности ЭТМД путем исключения перегорания нагревательных элементов микродвигателя целесообразно использовать «холодную» схему запуска ЭТМД, при которой газообразный аммиак поступает в микродвигатель с практически одновременной подачей напряжения. В этом случае реализуется сначала выход на постоянный режим работы ЭТМД ( $T^B$ ), при котором температура газообразного аммиака стабилизируется, а затем осуществляется работа на постоянном режиме создания тяги ( $T^P$ ).

На рис. 2 приведен график изменения температуры газообразного аммиака в ЭТМД, полученный по результатам обработки телеметрической информации с эксплуатируемого в составе ММКА ДУМИТ-аналога (потребляемая мощность ЭТМД — 60, 80 Вт, время работы ЭТМД — 10 минут) [2–4].

Анализ данного графика для потребляемой мощности 60 Вт показывает, что ЭТМД выходит на режим за 7,0 мин, при этом температура газообразного аммиака составляет более 600 °C и в дальнейшем медленно растет.

Проведенные данные позволяют определить средний удельный импульс тяги ЭТМД при выходе на режим и после выхода на режим, тогда выражение для определения характеристической скорости запишется (для 60 Вт):

$$\Delta V = -g_0 P_{YA}^B \ln \left[ \frac{M_{MKA}^0 - \frac{P_{ЭТМД}}{P_{YA}} T^P (N-1) - \frac{P_{ЭТМД}}{P_{YA}^B} T^B N}{M_{MKA}^0 - \frac{P_{ЭТМД}}{P_{YA}} T^P (N-1)} \right] - g_0 P_{YA}^P \ln \left[ \frac{M_{MKA}^0 - \frac{P_{ЭТМД}}{P_{YA}} T^B N - \frac{P_{ЭТМД}}{P_{YA}^B} T^P N}{M_{MKA}^0 - \frac{P_{ЭТМД}}{P_{YA}} T^B N} \right], \quad (2)$$

где  $\Delta V$  — характеристическая скорость;

$P_{YA}^P$  — средний удельный импульс тяги ЭТМД при выходе на режим;

$P_{YA}^B$  — средний удельный импульс тяги ЭТМД после выхода на режим;

$M_{MKA}^0$  — стартовая масса МКА;

$P_{ЭТМД}$  — тяга ЭТМД;

$T^B$  — время выхода ЭТМД на режим;

$T^P$  — время работы ЭТМД на режиме;

$N$  — количество включений ДУМИТ.

Стартовую массу ММКА представим в виде:

$$M_{MKA}^0 = m_{MKA}^{сух} + m_{AY}^{ос} + m_{AY}^{аа} + \left( \frac{P_{ЭТМД}}{P_{YA}^B} T^B N + \frac{P_{ЭТМД}}{P_{YA}^P} T^P N \right) (1 + k_{ГЗ}), \quad (3)$$

где  $m_{MKA}^{сух}$  — сухая масса ММКА без ДУМИТ;

$m_{AY}^{ос}$  — общая масса ДУМИТ;

$m_{AY}^{аа}$  — масса средств адаптации ДУМИТ в состав ММКА;

$k_{ГЗ}$  — коэффициент гарантийных запасов рабочего топлива ДУМИТ.

Введем понятие управляемых запасов топлива ДУМИТ ( $m_T^3$ ):

$$m_T^3 = m_T = \left( \frac{P_{ЭТМД}}{P_{YA}^B} T^B + \frac{P_{ЭТМД}}{P_{YA}^P} T^P \right) (1 + k_{ГЗ}). \quad (4)$$

Примем, что параметры цилиндрического топливного бака со сферическими днищами удовлетворяют требованиям:

$$k_{YAA} = \frac{h_b}{R_0} = \text{const}; \quad R_{сф} = R_0, \quad (5)$$

где  $k_{YAA}$  — коэффициент удлинения топливного бака;  $h_b$ ,  $R_0$ ,  $R_{сф}$  — длина цилиндрической части, радиус цилиндрической и сферической части топливного бака.

Тогда, выражение для объема топливного бака ( $V_0$ ) примет вид:

$$V_0 = R_0^3 \left( \pi k_{YAA} + \frac{4}{3} \pi \right) = R_0^3 k_{YAA}^{np}, \quad (6)$$

где  $k_{YAA}^{np}$  — приведенный коэффициент удлинения топливного бака

С другой стороны,

$$V_0 = V_T + V_{п} = V_T + V_T k_{п} = V_T (1 + k_{п}) = V_T k_{п}^{np} = \frac{m_T}{\gamma_T} k_{п}^{np}, \quad (7)$$

где  $m_T$ ,  $\gamma_T$ ,  $V_T$  — масса, удельный вес и объем топлива;  $V_{п}$ ,  $k_{п}$ ,  $k_{п}^{np}$  — объем, коэффициент и приведенный коэффициент газовой подушки.

С учетом (6), (7):

$$R_0 = \sqrt[3]{\frac{m_T k_{п}^{np}}{\gamma_T k_{YAA}^{np}}} = k_0 \sqrt[3]{m_T}; \quad k_0 = \sqrt[3]{\frac{k_{п}^{np}}{\gamma_T k_{YAA}^{np}}}, \quad (8)$$

где  $k_0$  — коэффициент топливного бака, учитывающий изменение геометрии бака за счет величины удлинения, газовой подушки и плотности топлива.

Используя зависимость толщины цилиндрической части топливного бака заданной геометрии ( $h_0$ ,  $R_0$ ) от величины эксплуатационного давления  $p^3$ , получим выражение для массы цилиндрической части топливного бака  $m_{ц}$  в виде:

$$m_{ц} = m_T p^3 \frac{\gamma_M}{\sigma_B} 2\pi k_0^3 n k_{век} k_{YAA} = m_T p^3 \gamma_M^{ос} k_{YAA}, \quad (9)$$

где  $\gamma_M$ ,  $\sigma_B$  — удельный вес и предел прочности на растяжение конструкционного материала;

$k_{\text{вес}}$  — весовой коэффициент, учитывающий увеличение толщины оболочки бака по отношению к минимально допустимой;  
 $n$  — коэффициент безопасности;

$K_6^{\text{об}} = \frac{\gamma_{\text{м}}}{\sigma_{\text{б}}} 2\pi k_6^3 n k_{\text{вес}}$  — обобщенный коэффициент цилиндрической части бака.

По аналогии с (5), выражение для массы сферических днищ топливного бака имеет вид:

$$m_{\text{сф}} = m_{\text{т}} \rho^3 \frac{\gamma_{\text{м}}}{\sigma_{\text{б}}} 2\pi k_6^3 n k_{\text{вес}} = m_{\text{т}} \rho^3 K_6^{\text{об}}. \quad (10)$$

Тогда масса топливного бака запишется в следующем компактном виде:

$$m_{\text{б}} = m_{\text{т}} \rho^3 K_6^{\text{об}} (1 + k_{\text{уал}}). \quad (11)$$

Представим ложементы для установки топливного бака в плате ДУМИТ в виде двух колец заданного сечения ( $F_{\text{лож}}$ ), тогда расчетное уравнение для определения их массы имеет вид:

$$m_{\text{лож}} = \sqrt[3]{m_{\text{т}} (4\pi F_{\text{лож}} \gamma_{\text{м}} k_6)} = \sqrt[3]{m_{\text{т}} k_{\text{лож}} k_6}, \quad (12)$$

где  $\gamma_{\text{лож}}$  — удельный вес материала ложемента.

Габариты платы для установки топливного бака определяются габаритами бака и габаритами устанавливаемой автоматики. Введем характерные размеры платы прямоугольной формы (поперечный и продольный размеры  $l_{\text{поп}}$ ,  $l_{\text{прод}}$ ):

$$l_{\text{поп}} = 2k_{\text{поп}} R_6; \quad l_{\text{прод}} = k_{\text{прод}} (k_{\text{уал}} + 2) R_6. \quad (13)$$

Тогда, с учетом выреза в плате под топливный бак с размерами  $2R_6$  и  $(k_{\text{уал}} + 2)R_6$ , получим следующее выражение для расчета массы платы:

$$m_{\text{пл}} = (2k_{\text{поп}} m_{\text{прод}} (k_{\text{уал}} + 2) R_6^2 - 2(k_{\text{уал}} + 2) R_6^2) k_{\text{т}}^{\text{пл}} \gamma_{\text{м}} k_6. \quad (14)$$

Или, с учетом (8):

$$m_{\text{пл}} = (2k_{\text{поп}} k_{\text{прод}} (k_{\text{уал}} + 2) - 2(k_{\text{уал}} + 2)) k_{\text{т}}^{\text{пл}} \gamma_{\text{м}} k_6^3 m_{\text{т}} = m_{\text{т}} K_{\text{пл}}^{\text{об}}. \quad (15)$$

где  $K_{\text{пл}}^{\text{об}} = (2k_{\text{поп}} k_{\text{прод}} (k_{\text{уал}} + 2) - 2(k_{\text{уал}} + 2)) k_{\text{т}}^{\text{пл}} \gamma_{\text{м}} k_6^3$  — обобщенный коэффициент платы для установки топливного бака;

$k_{\text{т}}^{\text{пл}} = \frac{\delta_{\text{вес}}^{\text{пл}}}{R_6}$  — коэффициент приведенной толщины платы, учитывающий отношение весовой толщины платы  $\delta_{\text{вес}}^{\text{пл}}$  к радиусу топливного бака.

Суммарная масса двигательной установки  $m_{\text{ДУ}}^{\text{т}}$ , зависящая от массы топлива:

$$m_{\text{ДУ}}^{\text{т}} = m_{\text{т}} \rho^3 K_6^{\text{об}} (1 + k_{\text{уал}}) + m_{\text{т}} K_{\text{пл}}^{\text{об}} + \sqrt[3]{m_{\text{т}} k_{\text{лож}} k_6}, \quad (16)$$

Общая масса двигательной установки  $m_{\text{об}}^{\text{ДУ}}$  включает массы, зависящие от топлива, и массы постоянные: двигательный блок в сборе, блок автоматики с трубопроводами и кронштейнами крепления, блоки управления (основной и резервный) с платой крепления, бортовая кабельная сеть ( $m_{\text{АБ}}$ ,  $m_{\text{авт}}$ ,  $m_{\text{БУ}}$ ,  $m_{\text{БКС}}$ ):

$$m_{\text{об}}^{\text{ДУ}} = m_{\text{ДУ}}^{\text{т}} + m_{\text{АБ}} + m_{\text{авт}} + m_{\text{БУ}} + m_{\text{БКС}}. \quad (17)$$

Опыт создания двигательных установок показал, что постоянные массы в соответствии с (13) составляют:

$$m_{\text{АБ}} = 0,4 \text{ кг}; \quad m_{\text{авт}} = 1,5 \text{ кг}; \quad m_{\text{БУ}} = 0,8 \text{ кг}; \\ m_{\text{БКС}} = 0,8 \text{ кг} \quad (18)$$

Тогда, если выражение (12) имеет размерность «кг»:

$$m_{\text{об}}^{\text{ДУ}} = m_{\text{т}} (\rho^3 K_6^{\text{об}} (1 + k_{\text{уал}}) + m_{\text{пл}} K_{\text{пл}}^{\text{об}}) + \sqrt[3]{m_{\text{т}} k_{\text{лож}} k_6} + 3,5, \text{ кг}. \quad (19)$$

Структурное массовое уравнение средств адаптации ДУМИТ к МКА  $m_{\text{ДУ}}^{\text{КА}}$  запишем в виде:

$$m_{\text{ДУ}}^{\text{КА}} = 2m_{\text{тор}}^{\text{КА}} + m_{\text{пл}}^{\text{КА}} + 4m_{\text{ст}} + m_{\text{ДУ}}^{\text{КА}}, \quad (20)$$

где  $m_{\text{тор}}^{\text{КА}}$  — масса торцевой платы отсека МКА для ДУМИТ;

$m_{\text{пл}}^{\text{КА}}$  — масса платы для установки ДУМИТ в МКА;  
 $m_{\text{ст}}$  — масса стойки (4 шт.) для закрепления и перемещения ДУМИТ при выставке вектора тяги ЭТМД;  
 $m_{\text{ДУ}}^{\text{КА}}$  — дополнительная масса конструкции боковых плат МКА для установки ДУМИТ.

Масса торцевой платы с диагональными подкреплениями (ее размеры примем как  $l_{\text{поп}}$ ,  $l_{\text{прод}}$ ):

$$m_{\text{тор}}^{\text{КА}} = 2(l_{\text{поп}} + l_{\text{прод}} + \sqrt{l_{\text{поп}}^2 + l_{\text{прод}}^2}) \Gamma_{\text{сеч1}}^{\text{прив}} \gamma_{\text{м}}^{\text{КА}} = \\ = 2(2k_{\text{поп}} R_6 + k_{\text{прод}} (k_{\text{уал}} + 2) R_6 + \\ + \sqrt{(2k_{\text{поп}} R_6)^2 + (k_{\text{прод}} (k_{\text{уал}} + 2) R_6)^2}) \Gamma_{\text{сеч1}}^{\text{прив}} \gamma_{\text{м}}^{\text{КА}}, \quad (21)$$

где  $\Gamma_{\text{сеч1}}^{\text{прив}} \gamma_{\text{м}}^{\text{КА}}$  — приведенная площадь сечения и плотность материала балок торцевой платы.

Размеры платы для установки ДУМИТ без диагональных подкреплений также примем как  $l_{\text{поп}}$ ,  $l_{\text{прод}}$  тогда ее масса будет равна:

$$m_{\text{тор}}^{\text{КА}} = 2(l_{\text{поп}} + l_{\text{прод}}) \Gamma_{\text{сеч2}}^{\text{прив}} \gamma_{\text{м}}^{\text{КА}} = 2(2k_{\text{поп}} R_6 + k_{\text{прод}} (k_{\text{уал}} + 2) R_6) \Gamma_{\text{сеч2}}^{\text{прив}} \gamma_{\text{м}}^{\text{КА}}, \quad (22)$$

где  $\Gamma_{\text{сеч2}}^{\text{прив}}$  — приведенная площадь сечения балок платы для установки ДУМИТ.

Масса стойки с длиной  $l_{\text{ст}}$ , площадью поперечного сечения  $F_{\text{ст}}$  и с плотностью материала  $\gamma_{\text{ст}}$  для закрепления и перемещения ДУМИТ:

$$m_{\text{ст}} = l_{\text{ст}} F_{\text{ст}} \gamma_{\text{ст}} = (2R_6 + h_{\text{авт}} + h_{\text{БУ}} + 2h_{\text{рег}}) F_{\text{ст}} \gamma_{\text{ст}}, \quad (23)$$

где  $h_{\text{авт}}$ ,  $h_{\text{БУ}}$  — высота выступания автоматики и двух блоков управления относительно топливного бака;

$h_{\text{рег}}$  — увеличение длины стоек за счет регулирования положения ДУМИТ во время выставки вектора тяги ЭТМД.

Для определения  $m_{\text{ДУ}}^{\text{КА}}$  введем постоянный коэффициент массовой нагрузки от массы конструкции боковых плат  $m_{\text{пл}}^{\text{бок}}$  МКА на занимаемый ими объем в виде:

$$k_{\text{в}}^{\text{м}} = \frac{m_{\text{пл}}^{\text{бок}}}{V_{\text{МКА}}} = \text{const}. \quad (24)$$

Выражение (20) справедливо для ранних этапов проектирования в виду того, что толщины стенок боковых плат МКА, как правило, определяются требованиями системы обеспечения тепловых режимов, а не прочностными требованиями. Тогда, если ДУМИТ в составе МКА занимает объем  $V_{\text{ДУ}}$  и поперечные габариты МКА определяются габаритами ДУМИТ (что справедливо для данной компоновки МКА):

$$m_{\text{ДУ}}^{\text{КА}} = k_{\text{в}}^{\text{м}} V_{\text{ДУ}} = k_{\text{в}}^{\text{м}} (2k_{\text{поп}} k_{\text{прод}} (k_{\text{уал}} + 2) R_6^2) k_{\text{поп}}^{\text{уВ}} k_{\text{прод}}^{\text{уВ}} l_{\text{ст}}, \quad (25)$$

где  $k_{\text{поп}}^{\text{уВ}}$ ,  $k_{\text{прод}}^{\text{уВ}}$  — коэффициенты, определяющие поперечные габариты МКА за счет увеличения  $l_{\text{поп}}$ ,  $l_{\text{прод}}$  (13).

#### Библиографический список

1. Блинов, В. Н. К вопросу оценки эффективности использования двигательных установок с электрическими микродви-

гателями для решения задач орбитального маневрирования малых космических аппаратов / В. Н. Блинов, Е. Б. Чарушина, В. В. Шалай // Проблемы разработки, изготовления и эксплуатации ракетно-космической и авиационной техники : матер. шестой Всерос. науч. конф., посвящ. памяти гл. конструктора ПО «Полет» А. С. Клинышкова / Федерация космонавтики России [и др.]. — Омск, 2011. — С. 39–45.

2. Блинов, В. Н. Исследование динамики запуска электротермических микродвигателей на газообразном аммиаке / В. Н. Блинов, В. И. Рубан, В. В. Косицын // Динамика систем, механизмов и машин : матер. VII Межд. науч.-техн. конф. — Омск, 2009. — С. 171–177.

3. Исследование параметров двигательной установки микротяги на аммиаке по результатам натурных испытаний / В. Н. Блинов [и др.] // Омский научный вестник. Сер. Приборы, машины и технологии. — 2010. — № 2 (90). — С. 90–93.

4. Рабочие процессы скоростной высокотемпературной газификации жидкого аммиака в условиях глубокого вакуума при истечении через ограниченный объем : отчет по проекту № 2.1.2/7153 аналитической ведомственной целевой программы «Развитие научного потенциала высшей школы (2009–2010 годы)» (заключ.) : 38–44 / Омский государственный технический университет ; рук. Блинов В. Н.; исполн. : Шалай В. В. [и др.]. — Омск, 2010. — 105 с.

**БЛИНОВ Виктор Николаевич**, доктор технических наук, профессор, зам. главного конструктора ПО «Полет» — филиала ФГУП ГКНПЦ им. М. В. Хруничева.

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

**ХОДОРЕВА Елена Викторовна**, кандидат технических наук, старший преподаватель кафедры «Транспорт и хранение нефти и газа, стандартизация и сертификация» Омского государственного технического университета.

**ЧАРУШИНА Елена Борисовна**, старший преподаватель кафедры «Транспорт и хранение нефти и газа, стандартизация и сертификация» Омского государственного технического университета.

Адрес для переписки: [kb@polyot.su](mailto:kb@polyot.su)

Статья поступила в редакцию 10.01.2012 г.

© В. Н. Блинов, В. В. Шалай, Е. В. Ходорева, Е. Б. Чарушина

УДК 629.764.001.76

**В. Н. БЛИНОВ  
В. В. ШАЛАЙ  
Е. В. ХОДОРЕВА**

ПО «Полет» — филиал ГКНПЦ  
им. М. В. Хруничева, г. Омск

Омский государственный  
технический университет

## ВЫБОР И ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ЭЛЕКТРОТЕРМИЧЕСКИХ МИКРОДВИГАТЕЛЕЙ С АВТОНОМНЫМ НАГРЕВАТЕЛЬНЫМ ЭЛЕМЕНТОМ С УВЕЛИЧЕННОЙ ТЯГОЙ

Проведены выбор и представлены результаты экспериментальных исследований электротермических микродвигателей с тягой 0,04 Н, 0,05 Н с автономным нагревательным элементом.

**Ключевые слова:** электротермический микродвигатель, тяга, удельный импульс тяги.

Проведенные с участием авторов исследования электротермического микродвигателя (ЭТМД) с автономным нагревательным элементом касались ЭТМД с тягой 0,03 Н [1]. Требование по снижению времени орбитального маневрирования малых космических аппаратов выдвинуло актуальную задачу по выбору, созданию и экспериментальным исследованиям ЭТМД с повышенной тягой 0,04 Н, 0,05 Н [2].

В качестве метода выбора принципиальной схемы ЭТМД с автономным нагревательным элементом

повышенной тяги (0,04 Н, 0,05 Н) использован многокритериальный метод — метод структурного проектирования, согласно которому структура ЭТМД представлена в виде множества (рис. 1):

$$S_{\text{ЭТМД}}: (S_{\text{Б}} \times S_{\text{К}}), \quad (1)$$

где  $S_{\text{Б}}$  — множество структурных параметров, формирующих базовую структуру, используемую для создания ЭТМД как с тягой 0,04 Н, так и для создания ЭТМД с тягой 0,05 Н;

$S_k$  — множество структурных параметров, формирующих различные комплекующие структуры, используемые совместно с базовой структурой для создания ЭТМД с тягой 0,04 Н, и для создания ЭТМД с тягой 0,05 Н.

Разработанный подход обеспечивает установку любых сопел: конических, профилированных, с различной геометрией критических сечений и срезов сопел. В качестве автономного нагревательного элемента использован трубчатый электронагреватель ТЭНУ8.0-5.0-6.0/0.060-Т-12 с двумя термopарами, соответствующий ГОСТ 3268-88 и ТУ 3443-002-10841166-94.

Преимуществом данного ЭТМД является то, что он позволяет реализовывать «горячую» схему запуска, являющуюся более эффективной по сравнению с «холодной» схемой запуска.

Используя метод структурного проектирования, были созданы два экспериментальных образца ЭТМД с автономным нагревательным элементом с тягой 0,04 Н и 0,05 Н и проведены экспериментальные исследования в вакуумной установке на азоте (рис. 2, 3). Цели экспериментальных исследований:

— измерение расхода газа через ЭТМД и через сопла для определения давления в камере и определения гидравлических потерь;

— исследования температурных характеристик ЭТМД при различных расходах и потребляемой мощности.

Расход газа (азот) в экспериментах измерялся регулятором расхода газа компании Aalborg (США), подключенным в режиме массового расходомера.

Относительное давление газа на входе в ЭТМД и сопло измерялось в вакуумной камере с помощью прецизионного манометра, помещенного в вакуумную камеру. Полное давление газа определялось расчетным путем. Относительное давление газа на входе суммировалось с остаточным давлением газа в вакуумной камере, которое было рассчитано из условия установившегося давления при откачке газа при постоянном натекании в камеру, численно равном изменению расходу газа в эксперименте.

Изменение расхода газа через ЭТМД с диаметром критического сечения сопла 1,4 мм приведен на рис. 4. На рис. 5 приведено изменение давления на входе в ЭТМД от расхода через ЭТМД с диаметром критического сечения 1,4 мм.

Изменение расхода газа через ЭТМД с диаметром критического сечения 1,52 мм приведен на рис. 6.

На рис. 7 приведено изменение давления на входе в ЭТМД от расхода через ЭТМД с диаметром критического сечения 1,5 мм.

Для ЭТМД с тягой 0,04 Н, диаметром критического сечения сопла 1,4 мм были получены следующие результаты ( $T_{\text{раз}}$  — температура разогрева конструкции или газа, град. С,  $t_{\text{ЭТМД}}$  — время работы (разогрева) ЭТМД, с):

— разогрев без газа, мощность 20,79 Вт:  $T_{\text{раз}} = 370$  °С;  $t_{\text{ЭТМД}} = 270$  с;

— разогрев без газа, мощность 41,8 Вт:  $T_{\text{раз}} = 800$  °С;  $t_{\text{ЭТМД}} = 380$  с;

— выход на стационарную температуру, расход азота 29,58 мг/с, мощность 41,80 Вт:  $T_{\text{раз}} = 680$  °С;  $t_{\text{ЭТМД}} = 500$  с;

— выход на стационарную температуру, расход азота 29,58 мг/с, мощность 52,46 Вт:  $T_{\text{раз}} = 720$  °С;  $t_{\text{ЭТМД}} = 450$  с;

— выход на стационарную температуру, расход азота 29,58 мг/с, мощность 62,98 Вт:  $T_{\text{раз}} = 810$  °С;  $t_{\text{ЭТМД}} = 400$  с;

— выход на стационарную температуру, расход азота 29,58 мг/с, мощность 68,6 Вт:  $T_{\text{раз}} = 860$  °С;  $t_{\text{ЭТМД}} = 300$  с;

— выход на стационарную температуру, расход азота 41,42 мг/с, мощность 68,6 Вт:  $T_{\text{раз}} = 825$  °С;  $t_{\text{ЭТМД}} = 400$  с;

— выход на стационарную температуру, расход азота 50,29 мг/с, мощность 68,6 Вт:  $T_{\text{раз}} = 800$  °С;  $t_{\text{ЭТМД}} = 50$  с;

— выход на стационарную температуру, расход азота 56,21 мг/с, мощность 68,6 Вт:  $T_{\text{раз}} = 780$  °С;  $t_{\text{ЭТМД}} = 300$  с;

— выход на стационарную температуру, расход азота 62,13 мг/с, мощность 68,6 Вт:  $T_{\text{раз}} = 755$  °С;  $t_{\text{ЭТМД}} = 350$  с.

Изменение стационарной температуры ЭТМД тягой 0,04 Н в зависимости от мощности нагрева при расходе азота 29,58 мг/с приведено на рис. 8.

Изменение стационарной температуры ЭТМД тягой 0,04 Н в зависимости от расхода азота при мощности нагрева двигателя 68,60 Вт приведено на рис. 9.

Для ЭТМД с тягой 0,05 Н, диаметром критического сечения сопла 1,52 мм были получены следующие результаты:

— разогрев без газа, мощность 20,79 Вт:  $T_{\text{раз}} = 330$  °С;  $t_{\text{ЭТМД}} = 270$  с;

— разогрев без газа, мощность 41,80 Вт:  $T_{\text{раз}} = 580$  °С;  $t_{\text{ЭТМД}} = 230$  с;

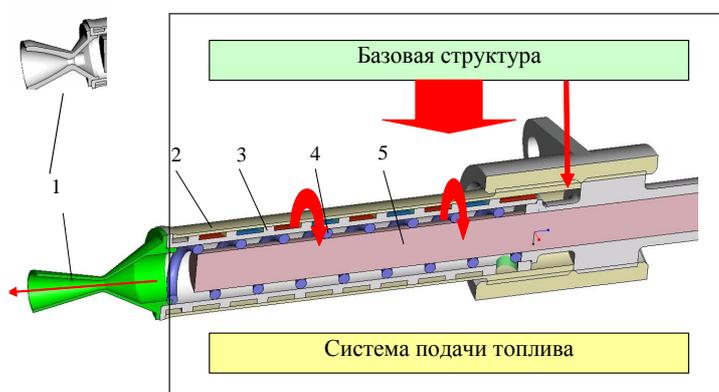


Рис. 1. Схема ЭТМД с базовыми (2–5) и комплектующими (1) структурами с коническим и профилированным соплами:

- 1 — сменные сопла; 2 — корпус внешний;  
3 — корпус внутренний с газопроводами в виде двухзаходной резьбы;  
4 — формирователь газового потока; 5 — нагреватель



Рис. 2. Схема создания и установки в теплозащитном кожухе экспериментальных образцов ЭТМД с автономным нагревательным элементом с тягой 0,04 Н, 0,05 Н



Рис. 3. Установка ЭТМД в вакуумной камере (колпак камеры и теплозащитный кожух не показаны)

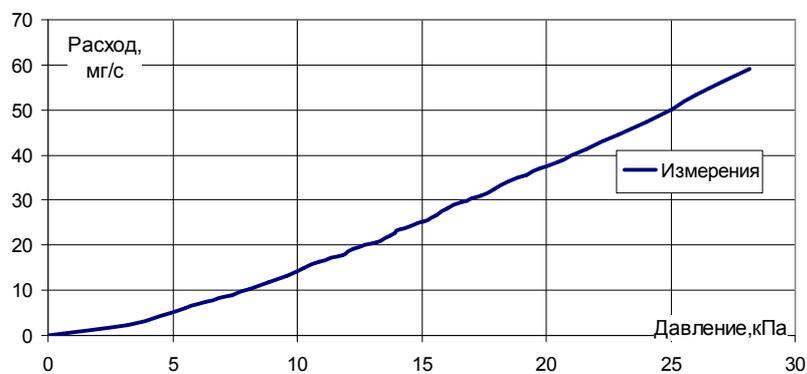


Рис. 4. Изменение расхода через ЭТМД с диаметром критического сечения 1,4 мм

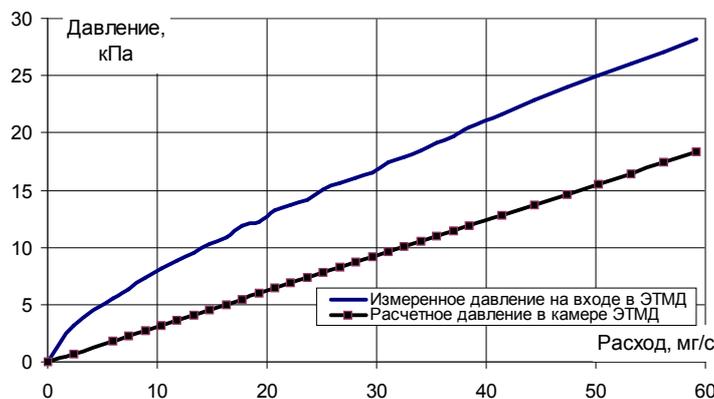


Рис. 5. Изменение давления на входе в ЭТМД от расхода через ЭТМД с диаметром критического сечения 1,4 мм



Рис. 6. Изменение расхода газа через ЭТМД с диаметром критического сечения сопла 1,52 мм

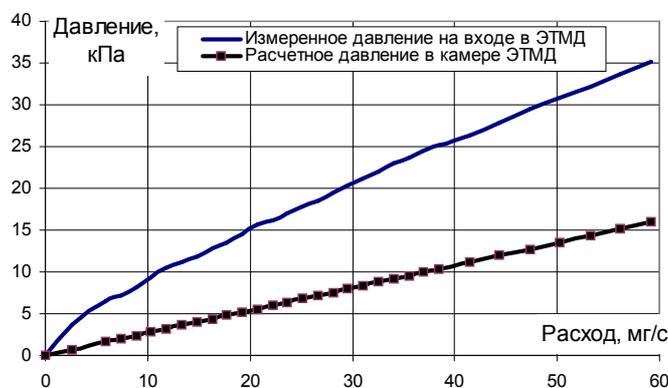


Рис. 7. Изменение давления на входе в ЭТМД от расхода через ЭТМД с диаметром критического сечения сопла 1,5 мм

— выход на стационарную температуру, расход азота 29,58 мг/с, мощность 41,80 Вт:  $T_{\text{раз}} = 570 \text{ }^\circ\text{C}$ ;  $t_{\text{ЭТМД}} = 350 \text{ с}$ ;

— выход на стационарную температуру, расход азота 50,29 мг/с, мощность 50,02 Вт:  $T_{\text{раз}} = 650 \text{ }^\circ\text{C}$ ;  $t_{\text{ЭТМД}} = 300 \text{ с}$ ;

— выход на стационарную температуру, расход азота 29,58 мг/с, мощность 59,85 Вт:  $T_{\text{раз}} = 750 \text{ }^\circ\text{C}$ ;  $t_{\text{ЭТМД}} = 350 \text{ с}$ ;

— выход на стационарную температуру, расход азота 29,58 мг/с, мощность 71,05 Вт:  $T_{\text{раз}} = 850 \text{ }^\circ\text{C}$ ;  $t_{\text{ЭТМД}} = 300 \text{ с}$ ;

— выход на стационарную температуру, расход азота 41,42 мг/с, мощность 71,05 Вт:  $T_{\text{раз}} = 820 \text{ }^\circ\text{C}$ ;  $t_{\text{ЭТМД}} = 200 \text{ с}$ ;

— выход на стационарную температуру, расход азота 50,29 мг/с, мощность 71,05 Вт:  $T_{\text{раз}} = 800 \text{ }^\circ\text{C}$ ;  $t_{\text{ЭТМД}} = 350 \text{ с}$ ;

— выход на стационарную температуру, расход азота 56,21 мг/с, мощность 71,05 Вт:  $T_{\text{раз}} = 780 \text{ }^\circ\text{C}$ ;  $t_{\text{ЭТМД}} = 300 \text{ с}$ ;

— выход на стационарную температуру, расход азота 62,13 мг/с, мощность 71,05 Вт:  $T_{\text{раз}} = 760 \text{ }^\circ\text{C}$ ;  $t_{\text{ЭТМД}} = 300 \text{ с}$ .

Изменение стационарной температуры ЭТМД тягой 0,05 Н в зависимости от мощности нагрева при расходе азота 29,58 мг/с приведено на рис. 10.

Изменение стационарной температуры ЭТМД тягой 0,05 Н в зависимости от расхода азота при мощности нагрева двигателя 71,05 Вт приведено на рис. 11.

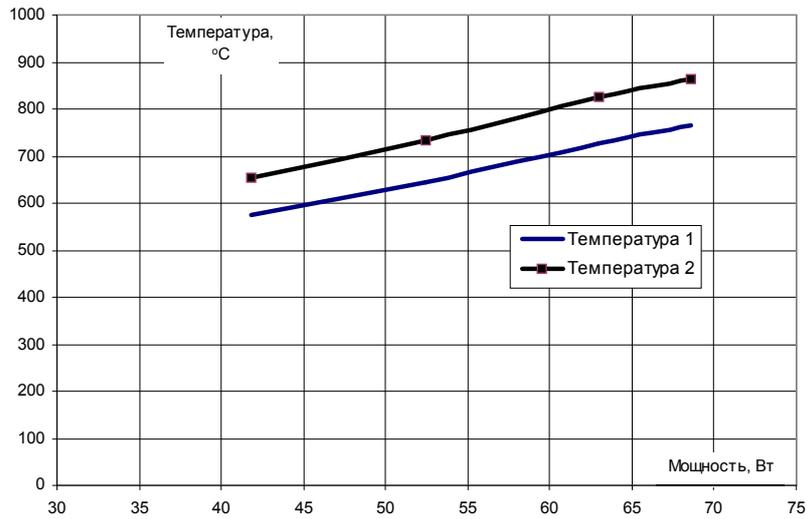


Рис. 8. Изменение стационарной температуры ЭТМД тягой 0,04Н в зависимости от мощности нагрева при расходе азота 29,58 мг/с

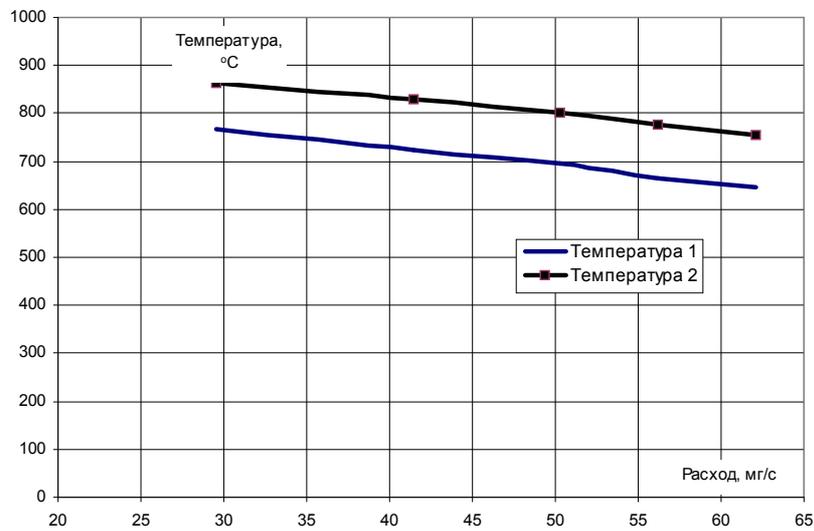


Рис. 9. Изменение стационарной температуры ЭТМД тягой 0,04Н в зависимости от расхода азота при мощности нагрева двигателя 68,60 Вт

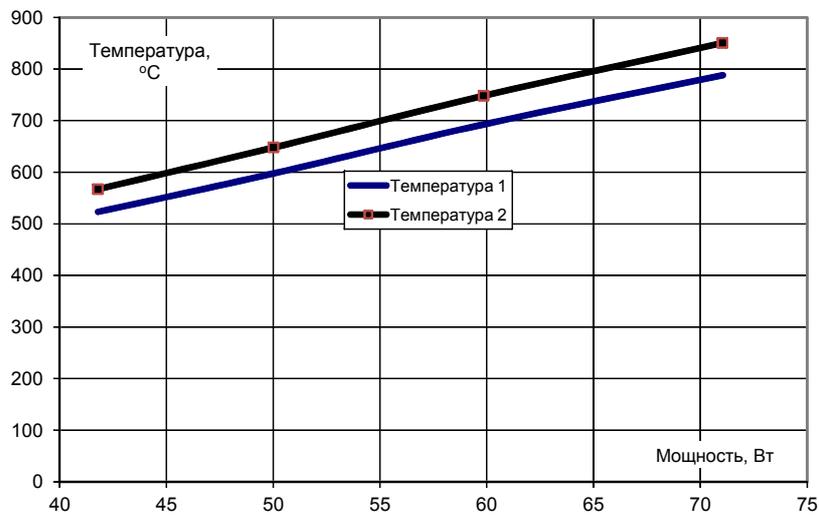


Рис. 10. Изменение стационарной температуры ЭТМД тягой 0,05Н в зависимости от мощности нагрева при расходе азота 29,58 мг/с

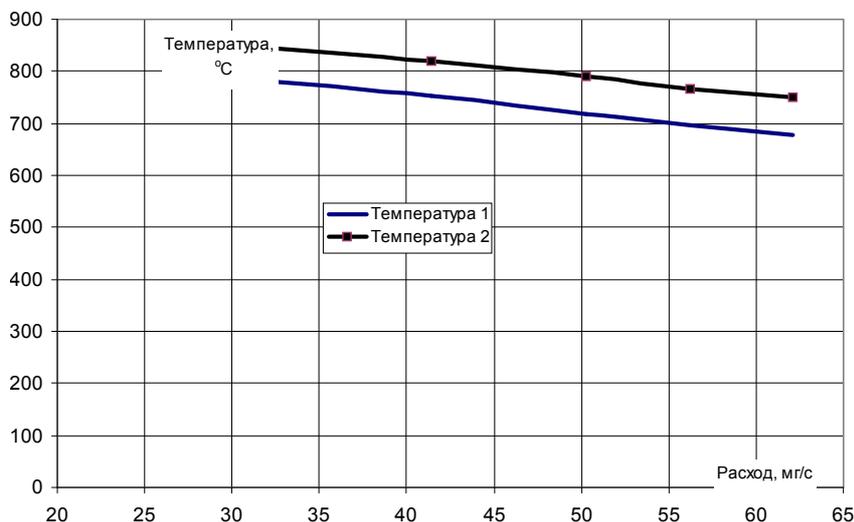


Рис. 11. Изменение стационарной температуры ЭТМД тягой 0,05Н в зависимости от расхода азота при мощности нагрева двигателя 71,05 Вт

Проведенные экспериментальные исследования показали, что для ЭТМД с тягой 0,04 Н, 0,05 Н могут быть получены высокие значения удельного импульса тяги, соответствующие нагреву газа до температур (800–850) °С, при энергопотреблении (68–71) Вт. Данные экспериментальные исследования будут использованы для разработки уточненной математической модели ЭТМД.

#### Библиографический список

1. Блинов, В. Н. Результаты испытаний электротермического микродвигателя с автономным нагревательным элементом / В. Н. Блинов, В. В. Косицын, В. И. Рубан // Проблемы разработки, изготовления и эксплуатации ракетно-космической и авиационной техники : матер. пятой Всерос. науч. конф., посвящ. памяти гл. конструктора ПО «Полет» А. С. Клинышкова. — Омск, 2010. — С. 34–36.

2. Рабочие процессы скоростной высокотемпературной газификации жидкого аммиака в условиях глубокого вакуума при истечении через ограниченный объем: отчет по проекту № 2.1.2/10698 аналитической ведомственной целевой прог-

раммы «Развитие научного потенциала высшей школы (2009–2011 годы)» (заключ.): 10–19 / Омский государственный технический университет ; рук. Блинов В. Н. ; исполн. : Шалай В. В. [и др.]. — Омск, 2010. — 139 с.

**БЛИНОВ Виктор Николаевич**, доктор технических наук, профессор, зам. главного конструктора ПО «Полет» — филиала ФГУП ГКНПЦ им. М. В. Хруничева.

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

**ХОДОРЕВА Елена Викторовна**, кандидат технических наук, старший преподаватель кафедры «Транспорт и хранение нефти и газа, стандартизация и сертификация».

Адрес для переписки: [valera\\_kositsin@mail.ru](mailto:valera_kositsin@mail.ru)

Статья поступила в редакцию 10.01.2012 г.

© В. Н. Блинов, В. В. Шалай, Е. В. Ходорева

## Книжная полка

**Ломова, О. С. Точность обработки деталей на круглошлифовальных станках / О. С. Ломова, С. М. Ломов, А. П. Моргунов. — М. : Технология машиностроения, 2011. — 174 с. — ISBN 978-5-89882-015-2.**

В книге излагаются вопросы обеспечения точности обработки деталей на круглошлифовальных станках. Основное внимание уделено теоретическому обоснованию закономерностей образования отклонения формы при шлифовании гладких цилиндрических прерывистых поверхностей деталей и ее роли в составе суммарной погрешности обработки, а также оценке влияния технологических факторов на отклонения точности размера и формы деталей. Представлено математическое моделирование формообразования поверхности детали при круглом врезном шлифовании и расчет радиального смещения оси детали при ее вращении в центрах станка. Предложены разработанные методы, устройства и приспособления, повышающие точность обработки гладких цилиндрических деталей, а также деталей с прерывистыми цилиндрическими поверхностями в центрах круглошлифовальных станков. Книга предназначена для инженерно-технических и научных работников машиностроительных предприятий, научных организаций, вузов и может быть полезна студентам и аспирантам вузов машиностроительных специальностей.