

**ПРЕДЕЛЬНЫЕ СОСТОЯНИЯ И РЕСУРС ЛОПАТОК ТУРБИН ПРИ МНОГОФАКТОРНОМ НЕИЗОТЕРМИЧЕСКОМ НАГРУЖЕНИИ**

© 1999 Д.С. Еленевский, В.А. Соляников

Самарский научно-инженерный центр автоматизированных прочностных испытаний и диагностики машин

В статье представлены результаты расчетно-экспериментальных исследований предельного состояния лопаток турбин одного из авиационных газотурбинных двигателей при различных программах многофакторного неизотермического нагружения, включающего совместное термоциклическое и вибрационное, а также термоциклическое с выдержками нагружения, на базе которых получены закономерности взаимного влияния составляющих нагрузок на истощение ресурса лопаток, позволившие построить критериальное уравнение предельного состояния лопаток турбин при многофакторном неизотермическом нагружении.

Развитие авиационного двигателестроения происходит в направлении возрастающей интенсификации рабочего процесса и повышения требований к весу, долговечности, надежности. Сочетание таких противоречивых требований ставит новые проблемы перед создателями современных газотурбинных двигателей. Одной из наиболее важных является проблема освоения высоких температур газа перед турбиной, поскольку прогресс в освоении более высоких температур сопровождается серьезными изменениями основных параметров двигателей в направлении обеспечения оптимального термоциклического цикла для получения более высокого термического коэффициента полезного действия и связанного с ним улучшения экономичности.

Однако, с ростом температуры возрастает интенсивность газодинамических и тепловых процессов, что приводит к ужесточению условий работы ответственных деталей горячей части газотурбинного двигателя, одними из которых являются рабочие лопатки турбины, которые в процессе эксплуатации подвергаются сложному многофакторному нагружению, реализуемому в условиях теплосмен, и во-многом ограничивающие ресурс двигателя.

С целью исследования закономерностей взаимного влияния составляющих нагрузок на истощение ресурса лопаток турбин и прогнозирования их эксплуатационной долговечности был выполнен комплекс расчетно-экспериментальных исследований предельного состояния неохлаждаемых лопаток турбины одного

из авиационных газотурбинных двигателей, выполненных из материала типа ЖС, при многофакторном неизотермическом нагружении в диапазоне изменения параметров составляющих нагрузок, охватывающем эксплуатационный.

Программа исследований включала следующие основные этапы:

- исследование характеристик термоусталости и выносливости лопаток при однофакторных нагружениях;
- исследование предельного состояния лопаток при термоциклическом нагружении с выдержками при максимальной температуре цикла;
- исследование предельного состояния лопаток при совместном термоциклическом и вибрационном нагружении.

Экспериментальные исследования проводились на автоматизированном комплексе термовиброциклических испытаний [1], позволяющем осуществлять многофакторное неизотермическое нагружение лопаток.

Лопатка в процессе испытаний нагревалась с помощью профилированного индуктора, форма и положение которого относительно профильной части лопатки определялись из условия обеспечения необходимых температурных полей с максимальным нагревом кромок. В полуволне охлаждения лопатка обдувалась потоком воздуха, истекающим из сопла. Вибрационное нагружение осуществлялось путем возбуждения резонансных колебаний лопатки по первой изгибной форме посредством элект-

тродинамического вибратора.

Параметры напряженно-деформированного состояния лопатки определялись расчетным путем с помощью разработанного пакета прикладных программ [2], включающего программы расчета нестационарного теплового состояния и кинетики неупругого деформирования сечения лопатки при циклическом неизо-термическом нагружении, программу расчета долговечности лопаток при многофакторном неизо-термическом нагружении, а также программы автоматизированной обработки и графического представления результатов расчета.

В качестве модели материала (жаропрочный никелевый сплав типа ЖС) использована структурная модель упруговязкопластической среды [3].

Результаты исследований предельного состояния лопаток при термоциклическом нагружении с изменением температуры по пилообразному циклу и с введением выдержки  $\tau_b = 30$

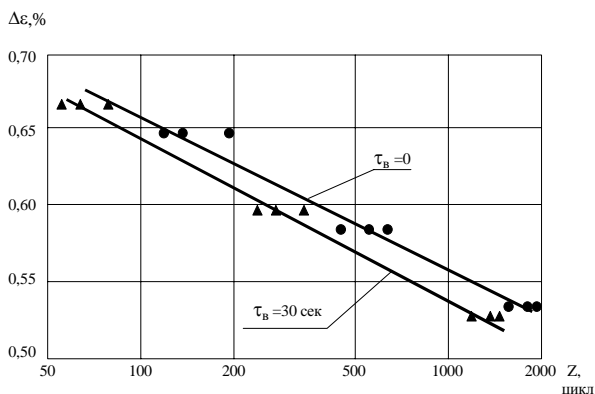


Рис. 1. Влияние выдержек при максимальной температуре цикла нагружения на термоциклическую долговечность лопаток

сек при максимальной температуре цикла нагружения, которая составляла  $T_{max} = 950^\circ\text{C}$  и соответствовала максимальной эксплуатационной, представлены на рис. 1.

Из анализа результатов следует, что введение выдержки  $\tau_b = 30$  сек при максимальной температуре цикла снижает долговечность данной конструкции лопаток, выраженную в циклах, в среднем, на 30...50%.

Результаты исследований предельного состояния лопаток при совместном термоциклическом и вибрационном нагружении, а также кривые выносливости при нормальной и эксплуатационной температурах представлены на рис. 2 и 3.

Уровень переменных напряжений  $\sigma_v = 80$  МПа соответствовал статистически максималь-

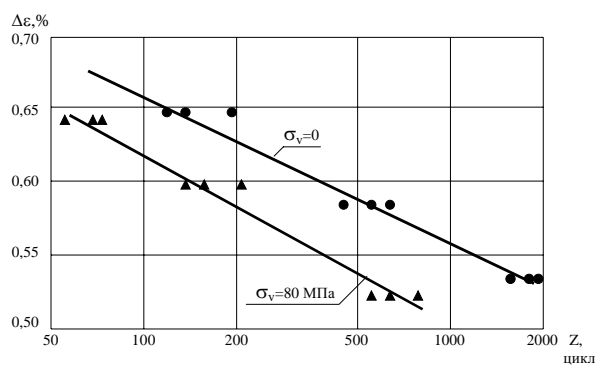


Рис. 2. Влияние вибрационного нагружения на характеристики термоусталости лопаток

ным переменным напряжениям, замеренным на лопатках при работе двигателя, с учетом возможности раззоривания по бандажным полкам. Размах деформации при испытаниях был форсирован по сравнению с размахом деформации за обобщенный полетный цикл работы двигателя при сохранении одинаковости механизма деформирования (упругая работа) в лабораторных и эксплуатационных условиях.

Из анализа результатов следует, что наложение вибрационного нагружения с амплитудой переменных напряжений  $\sigma_v = 80$  МПа на пилообразное термоциклическое нагружение снижает долговечность лопаток, в среднем, в 2,5...3 раза, а наложение пилообразного термоциклического нагружения с размахом деформации  $\Delta\varepsilon = 0,52\%$  на вибрационное нагружение снижает предел выносливости данной конструкции лопаток в 5 раз.

Важным моментом при прогнозировании долговечности лопаток турбин является оценка влияния переменных режимов работы двигателя на истощение ресурса лопаток и их учет. С этой целью был проведен комплекс исследований долговечности лопаток при термоциклическом нагружении с введением дополнительных подциклов в цикл термонагружения

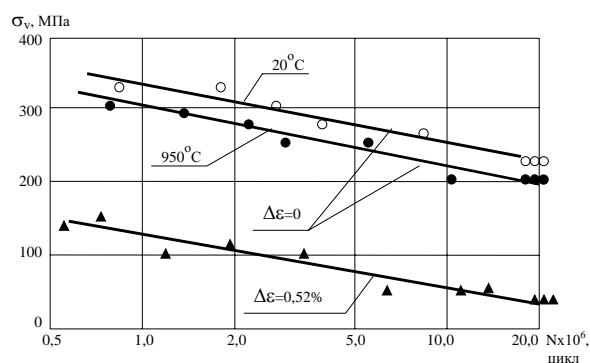


Рис. 3. Влияние термоциклического нагружения на характеристики выносливости лопаток

(рис.4). Результаты испытаний представлены зависимостью отношения долговечностей  $Z^*/Z$ , где  $Z^*$  и  $Z$  - долговечности лопаток при испытаниях соответственно с подциклами и без подциклов, от отношения размахов деформации  $\Delta\varepsilon^*/\Delta\varepsilon$ , где  $\Delta\varepsilon^*$  и  $\Delta\varepsilon$  - размахи деформации соответственно в подциклах и за полный цикл термонагружения (рис.5).

Анализ результатов показывает, что введение дополнительных подциклов в цикл термонагружения, размах деформации в которых не превышает 30% от полного размаха деформации, не оказывает существенного влияния на долговечность лопаток: снижение долговечности при этом не превышает 4%. Это означает, что в первом приближении при прогнозировании эксплуатационной долговечности лопаток можно не учитывать такие подциклы, имеющие место в реальных условиях эксплуатации.

Среди подходов к описанию предельного состояния материалов и элементов конструкций при многофакторном неизотермическом нагружении [4,5,6 и др.] наиболее перспективным представляется подход [7], в соответствии с которым предельное состояние описывается критериальным уравнением, имеющим вид:

$$Z_{\text{мф}} = Z_p \left[ 1 - \left( \frac{\sum \tau_i}{\tau_p} \right)^\beta \right]^{1/\alpha} \left[ 1 - \left( \frac{\sum N_i}{N_p} \right)^\gamma \right]^{1/\xi} \quad (1)$$

где  $Z_p$  - термоциклическая долговечность при пилообразном изменении температуры в заданном диапазоне;

$\sum \tau_i$  - суммарное время выдержки при максимальной температуре и статическом напряжении в цикле нагружения;

$\tau_p$  - время до разрушения по кривой длительной прочности;

$\sum N_i$  - суммарное число циклов вибронаж-

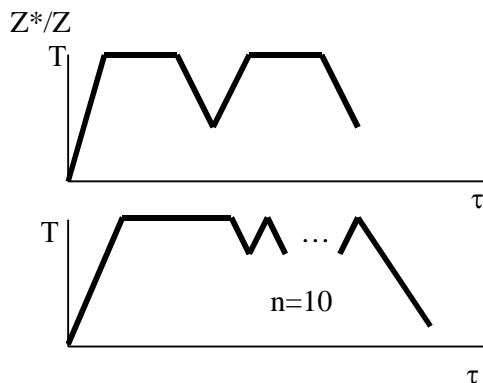


Рис.4. Отношения долговечностей лопаток

ружения;

$N_p$  - предельное число циклов вибронажения;

$\alpha, \beta, \xi, \gamma$  - константы, определяющие степень взаимного влияния действующих факторов нагружения на истощение ресурса.

По результатам испытаний лопаток при двухфакторных нагружениях (термоциклическое с выдержками, совместное термоциклическое и вибрационное нагружения), представленным выше, из условия минимума среднеквадратического отклонения экспериментальных значений долговечности от расчетных значений были определены константы уравнения (1), значения которых составили:

$$\alpha = 0,8; \beta = 0,7; \xi = 0,1; \gamma = 0,3. \quad (2)$$

Окончательно уравнение предельного состояния данной конструкции лопаток для уровня максимальной температуры  $T_{\text{max}} = 950^\circ\text{C}$  при многофакторном неизотермическом нагружении, включающем малоцикловые, статические и вибрационные нагрузки, записывается следующим образом:

$$Z_{\text{мф}} = Z_p \left[ 1 - \left( \frac{\sum \tau_i}{\tau_p} \right)^{0,7} \right]^{1/0,8} \left[ 1 - \left( \frac{\sum N_i}{N_p} \right)^{0,3} \right]^{1/0,1} \quad (3)$$

Сопоставление с результатами стендовых испытаний полноразмерных двигателей показало, что расчетные значения долговечности лопаток, полученные с помощью уравнения (3), отличаются от фактической долговечности не более, чем на 15% «в запас».

Сопоставление с результатами исследований, полученными применительно к другим конструкциям лопаток турбин из аналогичного материала, выявило незначительный разброс значений констант уравнения (3), что позволяет использовать его для широкого класса

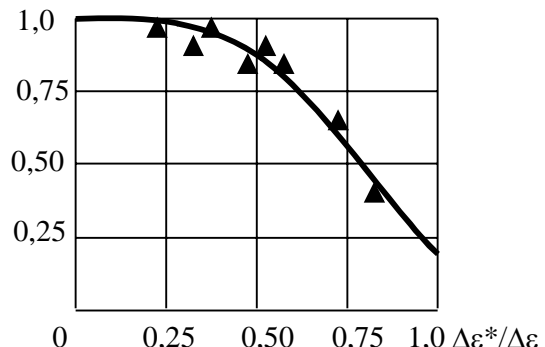


Рис.5. Отношение размахов деформации

лопаток турбин из материала типа ЖС, работающих в диапазоне температур 20...950°C.

### Выводы

1. Исследованы закономерности взаимного влияния составляющих нагрузок на исчерпание ресурса лопаток при многофакторном неизотермическом нагружении, позволившие построить критериальное уравнение предельного состояния для широкого класса лопаток турбин, изготовленных из материалов типа ЖС и работающих в диапазоне температур 20...950°C.

2. Выявлено значительное влияние вибрационного нагружения на характеристики термоусталости лопаток и термоциклического нагружения на характеристики выносливости лопаток: наложение вибрационного нагружения с амплитудой переменных напряжений  $\sigma_v = 80$  Мпа на термоциклическое нагружение снижает долговечность лопаток, выраженную в циклах, в среднем, в 2,5...3 раза, а наложение термоциклического нагружения с размахом деформации  $\Delta\varepsilon = 0,52\%$  на вибрационное нагружение снижает предел выносливости лопаток в 5 раз.

3. Проведен комплекс исследований долговечности лопаток турбины при сложных программах нагружения, в результате которых установлено, что присутствие в глобальном цикле нагружения дополнительных подциклов, вызывающих размахи деформации в опасных точках сечения лопатки, не превышающие 30% от размаха деформации за полный цикл нагружения, не оказывает существенного влияния на долговечность лопаток, что позволяет не учитывать такие подциклы, имеющие место в реальных условиях эксплуатации, при прогнозировании долговечности лопаток.

### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Научные основы и методы повышения надежности и долговечности газотурбинных двигателей/ Под ред. В.Т.Троценко, Г.С.Писаренко.- Киев: Наукова думка, 1979.- 194 с.
2. Колотников М.Е., Соляников В.А. Программный комплекс для исследования кинетики напряженно-деформированного состояния и прогнозирования долговечности лопаток турбин// Проектирование и доводка авиационных газотурбинных двигателей: Сб. науч. трудов/ Самарск. Авиаци. Ин-т.- Самара, 1992.- С. 23-28.
3. Гохфельд Д.А., Садаков О.С. Пластичность и ползучесть элементов конструкций при повторных нагружениях.- М.: Машиностроение, 1984.- 256 с.
4. Биргер И.А. Детерминированные и статистические модели долговечности// Надежность и качество. Проблемы надежности летательных аппаратов.- М.: Машиностроение, 1985.- С. 105-150.
5. Цейтлин В.И. Оценка прочности деталей в условиях многокомпонентного нагружения// Труды КуАИ.- Куйбышев, 1975.- Вып. 63.- С. 123-131.
6. Лозицкий Л.П. Расчет долговечности в условиях трехкомпонентного нагружения// Надежность и долговечность авиационных газотурбинных двигателей.- Киев: КИИГА, 1971.- Вып. 1.- С. 17-25.
7. Колотников М.Е., Соляников В.А., Святышев К.Г. Оценка запаса прочности лопаток турбины при действии термоциклических и вибрационных нагрузок// Пробл. Прочности.-1990.- №8.- С. 97-100.

### LIMITING STATE AND SERVICE LIFE OF TURBINE BLADES UNDER MULTIFACTOR NON-ISOTHERMAL LOADING

© 1999 D.S. Yelenevsky, V.A. Solyannikov

Samara Scientific-Engineering Centre of Automated Strength Tests and Diagnostics of Machines

This paper presents the results of analytical and experimental research of turbine blades limiting state of an aircraft gas turbine engine. The research was carried out for different programs of multifactor non-isothermal loading including simultaneous thermocyclic and vibration loads and also thermocyclic loads with loading hold time. Regularities of loading components combined effect upon blade service life exhaustion were obtained on the base of the research results. These regularities afford to form the criterion equation of turbine blade limiting state under multifactor non-isothermal loading.

## ИССЛЕДОВАНИЕ ОСОБЕННОСТЕЙ КОЛЕБАНИЙ ВРАЩАЮЩИХСЯ ТЕЛ С КОНСТРУКТИВНО-ПОВОРОТНОЙ СИММЕТРИЕЙ

© 1999 Д.С. Еленевский, Ю.Н. Шапошников

Самарский научно-инженерный центр автоматизированных прочностных испытаний и диагностики машин

Описана конструкция двухимпульсного голографического интерферометра, разработанного для исследования колебаний объектов в процессе вращения. Чувствительность интерферометра к вращению минимизирована. Генерация лазерных импульсов с высокой точностью привязана к фазе вращения объекта. Рассмотрены особенности регистрации бегущих волн деформации, возникающих при вращении осесимметричных объектов.

Методы голографической и спекл-интерферометрии являются важным инструментом исследования вибраций в процессе поузловой доводки авиационных двигателей [1-3]. Особый интерес представляют исследования конструктивных динамических характеристик колес компрессора и турбины, представляющих сочетание облегченных дисков и жестких лопаток. Конструктивная динамика диска с лопатками во многом определяет прочностные свойства современных двигателей.

Голографические исследования, представляющие информацию о колебаниях всей поверхности исследуемого объекта, позволили установить ряд особенностей колебаний систем «диск-лопатки», обладающих свойством поворотной симметрии. В частности, с помощью лазера, генерирующего пару импульсов малой длительности, зарегистрированы бегущие волны деформаций рабочих колес при наличии неоднородности их динамических свойств, искажение форм колебаний из-за наличия стоячих волн, неоднозначность положения узловых линий диаметральных форм и др. [4].

Важным представляется распространение голографических методов на исследование колебаний облопаченных колес в процессе вращения. Однако, при этом необходимо решить ряд проблем, связанных с тем, что голографический интерферометр, если не принимать специальных мер, чувствителен как к колебательному, так и к вращательному движениям объекта. Интерференционная кар-

тина при регистрации колеблющегося вращающегося объекта привязана к результирующему смещению каждой точки объекта, выделить изменение фазы полос, вызванное только вибрацией не представляется возможным [5]. Анализ оптических схем голографических интерферометров показывает, что с целью уменьшения чувствительности интерферометра к вращению объект должен размещаться таким образом, чтобы его ось вращения была близка к направлениям освещения и наблюдения.

На рис.1 представлена оптическая схема голографического интерферометра, разработанного нами, в котором направления освещения и наблюдения объекта совпадают и осуществляются из точки, которая лежит на оси вращения объекта. При этом чувствительность интерферометра к смещениям поверхности в плоскости объекта минимизирована.

Схема смонтирована так, что светоделиТЕЛЬ, устанавливаемый в расширенный предметный пучок исходящий из точки S, расположенной на оси вращения объекта, направляет отраженное от объекта излучение в плоскость записи голограммы. Точка P наблюдения является зеркальным отражением точки освещения S и также лежит на оси вращения. Схема работает при условии, что объект, подвергаемый голографическим испытаниям, покрывается специальным ретроотражающим покрытием. Покрытие представляет из себя стеклянные микрошарики диаметром 60 мкм, нанесенные на поверхность с помощью бесцветного лака. Ретроотражающее покры-

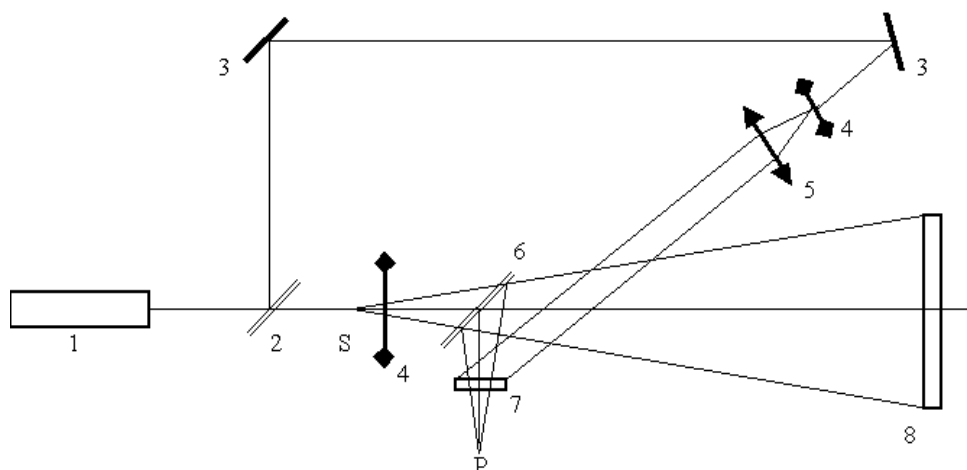


Рис. 1. Оптическая схема голографического интерферометра:  
 1 - двухимпульсный лазер; 2, 6 - светоделитель; 3 - зеркало; 4 - линза расширяющая;  
 5 - линза собирающая; 7 - голограмма; 8 - объект

тие значительную часть освещающего пучка отражает на источник освещения, оставаясь при этом диффузным. При использовании светоделителя с 50% пропусканием экспериментально установлено, что энергетические потери на светоделителе существенно меньше, чем увеличение в плоскости регистрации голограммы интенсивности предметного пучка за счет использования направленного отражения.

Запись голограмм в разработанной схеме интерферометра осуществляется в скрещенных пучках. Угол схождения опорного и объектного пучков устанавливается в пределах  $10^\circ \dots 45^\circ$  в зависимости от геометрических размеров исследуемого объекта и типа регистрирующей среды. Такой угол схождения позволяет регистрировать голограммы на всех типах серийно выпускаемых голографических фотоматериалов и на фототермопластических носителях.

Опорный пучок коллимируется. Коллимированный опорный пучок минимизирует искажения масштаба восстановленного изображения, которые имеют место из-за того, что запись и восстановление голограмм осуществляются на различных длинах волн. При записи используется импульсный рубиновый лазер с длиной волны излучения 694 нм, при восстановлении непрерывный гелий-неоновый лазер, генерирующий на длине 633 нм.

Несмотря на то, что чувствительность интерферометра к вращательному движению минимизирована, полностью исключит ее

невозможно, т.к. объект в любом случае протяжен и любая его точка, не лежащая на оси вращения, освещается и наблюдается под некоторым углом к оси. Можно оценить скорости вращения и размеры объекта, которые могут быть зарегистрированы на голограмме при использовании импульсного излучения определенной длительности.

Известно, что изображение объекта, движущегося во время экспонирования, регистрируется голографически в том случае, если за время экспонирования корреляция спеклов, образованных изображением в плоскости регистрации голограммы не нарушается [5]. Из [5] имеем, что средний размер спеклов в плоскости регистрации  $\lambda z/2R$ , где  $z$  - расстояние от плоскости регистрации до объекта,  $R$  - радиус объекта,  $\lambda$  - длина волны излучения лазера. В плоскости регистрации при вращении объекта за время лазерного импульса  $\tau$  спеклы сместятся на величину пропорциональную частоте вращения  $\Omega$ . Величина этого смещения должна быть меньше размера спекла, отсюда можно получить условие для голографической регистрации вращающегося объекта:

$$\Omega R < \lambda/4\pi\tau \operatorname{tg}(\alpha/2) \quad (1),$$

где  $\alpha$  - угол под которым наблюдается объект.

Лазер «Диполь» [6], который использовался в качестве источника излучения в разработанном интерферометре, имеет длительность импульсов достигающую 100 нс. Эта величина ограничивает размеры и ско-

рости вращения исследуемых объектов. Для объекта диаметром 0,3 м предельные регистрируемые обороты не превышают 4000 мин.<sup>-1</sup> Размещая объект как можно дальше от плоскости регистрации голограммы, можно увеличить допустимые размеры и скорости его вращения, но при этом происходит падение интенсивности предметного пучка в плоскости регистрации голограммы из-за увеличения рассеяния от объекта.

Основная задача, которую необходимо решить при исследовании колебаний вращающихся объектов, устранение смещения поверхности объекта из-за вращения за время между двумя лазерными импульсами, формирующими интерферограмму. Для этих целей применяются два метода - деротация изображения и синхронизация запуска двухимпульсного лазера с фазой вращения объекта [7].

Деротатор, конструкция и принцип работы которого подробно описаны [7], представляет собой оптикомеханическую систему, в основе которой лежит оборачивающая призма Аббе. Деротатор размещается в предметной ветви голографического интерферометра и вращается синхронно с объектом со скоростью равной половине скорости вращения объекта. Деротатор, если обеспечена его

полная механическая стабильность и точная синхронизация скорости вращения с вращением объекта, позволяет получить в плоскости регистрации голограммы неподвижное изображение вращающегося объекта. Обеспечение точной синхронизации скоростей вращения призмы и объекта, их строгой соосности, устранение биений при вращении и высокие требования к изготовлению оптических элементов деротатора являются технически сложной задачей. Мы исследовали колебания вращающихся объектов более простым и надежным методом синхронизации запуска лазера. Сущность метода заключается в том, что лазер генерирует пару импульсов точно в моменты нахождения объекта в одной и той же фазе вращения.

Схема установки, разработанная для исследования колебаний вращающихся объектов синхронизацией запуска лазера, приведена на рис.2. Система синхронизации основывается на точной привязке момента включения модулятора добротности двухимпульсного лазера к фазе вращения с помощью излучения дополнительного лазера непрерывного действия, размещенного вблизи исследуемого объекта [8]. На валу объекта закреплено юстируемое зеркало. При вращении объекта зеркало поочередно направляет из-

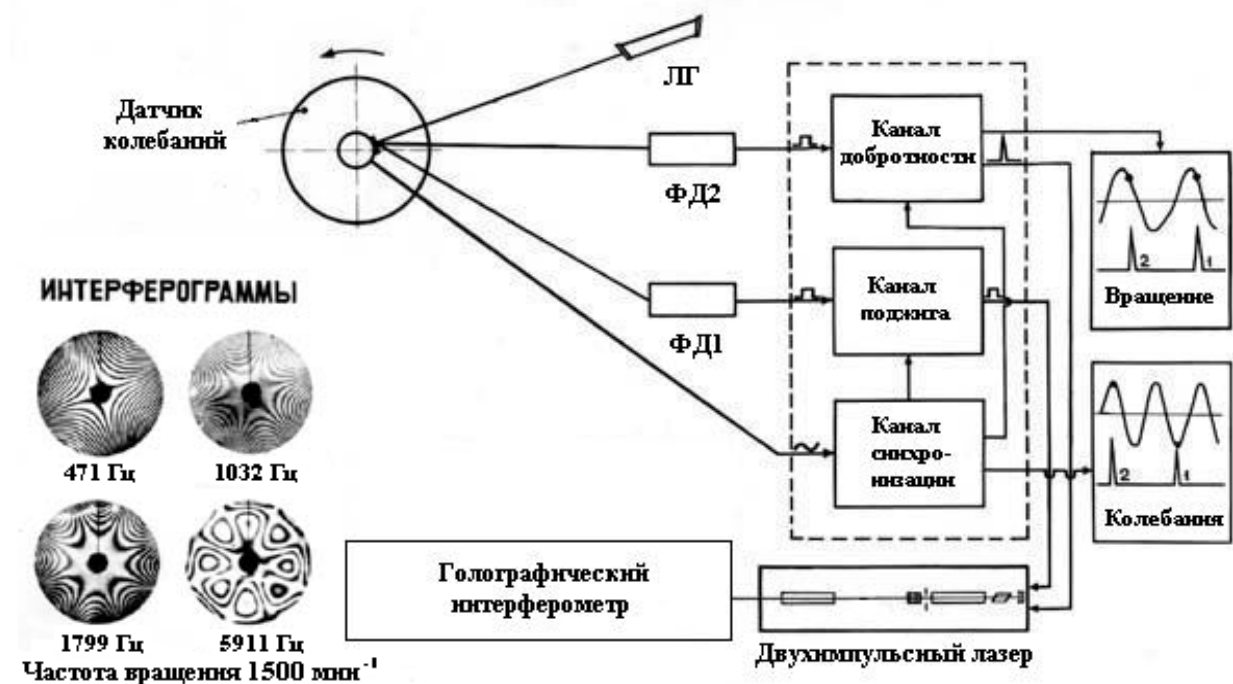


Рис. 2. Схема синхронизации запуска лазера

лучение дополнительного лазера на фотоприемники, расположенные на некотором расстоянии от объекта. Сигналы фотоприемников поступают в модуль запуска двухимпульсного лазера. Модуль состоит из трех каналов: канала управления поджигом, канала управления добротностью и канала синхронизации. В канал управления поджигом поступает сигнал от первого фотоприемника, в момент когда он освещается лазерным лучом. По сигналу фотоприемника канал управления поджигом включает накачку импульсного лазера. Импульсный лазер накачивается, но генерирует только при поступлении в модулятор добротности лазера сигнала из канала управления добротностью, который формируется по входному фронту импульса от второго фотоприемника при условиях, разрешенных каналом синхронизации. Угловое расположение фотоприемников должно быть таким, чтобы время задержки между импульсами, формируемыми фотоприемниками, превышало время, необходимое для накачки импульсного лазера (~600 мкс). В канал синхронизации через щеточный токосъемник поступает сигнал от пьезодатчика, размещенного на вращающемся объекте. Канал синхронизации разрешает генерацию лазерного излучения, если только объект находится в фазе вращения, определяемой угловым положением объекта и выбранной для регистрации фазе его колебания.

Экспериментально установлено, что нестабильность времени запуска импульса лазерной генерации в разработанной системе

синхронизации не превышает 0,1 мкс. Интерферограммы, приведенные на рис.2, зарегистрированы при вращении диска на оборотах  $1500 \text{ мин.}^{-1}$  и иллюстрируют возможности разработанной системы синхронизации.

Схема возбуждения колебаний вращающегося объекта показана на рис.3.

Электромагнит, установленный вблизи поверхности исследуемого объекта, имитирует пульсирующую неоднородность газового потока двигателя. Сигнал отклика объекта на возбуждающее усилие фиксировался двумя способами: с помощью тензодатчика, наклеенного на объект и с помощью микрофона, установленного на некотором расстоянии от объекта. Для устранения паразитных колебаний при вращении из-за воздушных потоков, объект размещался в вакуумной камере, в которой имелось окно для его освещения и наблюдения.

Объектом исследований служил однородный металлический диск диаметром 300 мм и толщиной 7 мм. Несмотря на то, что были приняты специальные меры к изготовлению диска симметричным, при возбуждении колебаний диска в стационарных условиях наблюдалось расслоение некоторых его форм колебаний, что свидетельствует о наличии некоторой асимметрии [4,9].

Рассмотрим процесс возбуждения колебаний диска при его вращении. В соответствии с [9] возбуждающее гармоническое усилие с частотой  $\omega$  способно вызвать вынужденные колебания осесимметричного объек-

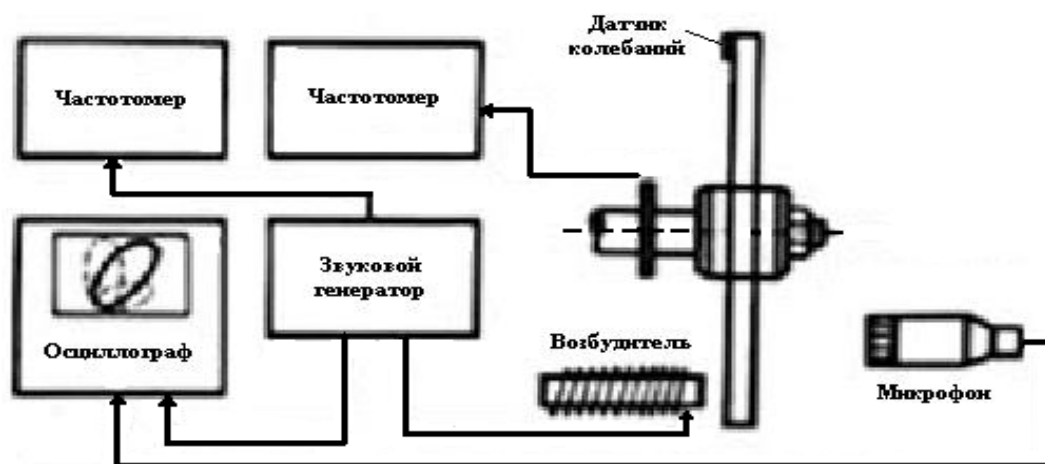


Рис. 3. Схема возбуждения колебаний вращающегося объекта



та по собственным формам:

$$W_n(\theta, t) = q_1 \cos[(n\theta - \varphi) + (n\Omega \pm \omega)t - \xi] + (q_1 - q_2) \sin(n\theta - \varphi) \sin[(n\Omega \pm \omega)t - \xi] \quad (2)$$

где  $q_1, q_2$  - величины, характеризующие уровень возбуждения и учитывающие коэффициент динамичности системы,  $\Omega$  - частота вращения,  $n$  - число узловых диаметров формы колебаний,  $\theta$  - координата,  $\varphi, \xi$  - фазы,  $t$  - время.

Первый член выражения (2) представляет собой бегущие вперед и назад волны перемещений, второй - стоячие.

В случае строгой поворотной симметрии  $q_1 = q_2$  и возникают только бегущие волны. Положив для простоты фазы  $\varphi$  и  $\xi$  равными нулю, установим, что положение узловых диаметров первой волны:

$$\theta = \pi/2n - \Omega t - \omega t/n \quad (3)$$

Частота возбуждения  $\omega = p_n - n\Omega$ , где  $p_n$  - резонансная частота формы с  $n$ -диаметрами стационарного объекта, вызывает резонансные колебания в виде бегущей назад волны. Аналогично получаем, что вторая волна бежит вперед при частоте возбуждения  $\omega = p_n + n\Omega$ .

Таким образом воздействие на вращающийся объект неподвижной пульсирующей нагрузки, в случае полной осевой симметрии объекта, приводит к возбуждению бегущих вперед и назад волн деформации.

Неотъемлемым свойством натуральных поворотно-симметричных конструкций является отклонение от строгой поворотной симметрии, что приводит к значительному усложнению структуры колебаний. Если асимметрия достаточно велика, то резонансные частоты  $p_{n1}$  и  $p_{n2}$  расщепившейся формы с  $n$ -узловыми диаметрами сильно разнесены и на объекте возникают стоячие волны вида:

$$\begin{aligned} W_{n1} &= q_1 \cos(n\theta - \varphi) \cos[(n\Omega \pm p_{n1})t - \xi] \\ &\text{при } \omega \rightarrow p_{n1} \pm n\Omega \text{ и} \\ W_{n2} &= q_2 \sin(n\theta - \varphi) \cos[(n\Omega \pm p_{n2})t - \xi] \\ &\text{при } \omega \rightarrow p_{n2} \pm n\Omega. \end{aligned} \quad (4)$$

Эти волны строго ориентированы относительно асимметрии. Для неподвижного наблюдателя они вращаются вместе с объектом.

В случае, если частоты ортогональных форм различаются незначительно, то при возбуждении объекта в резонансных зонах  $p_{n1} \pm$

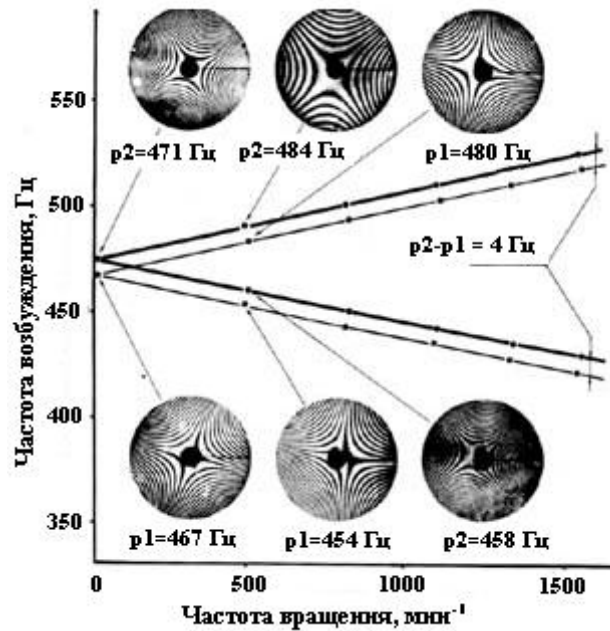


Рис. 4. Интерферограммы формы колебаний с двумя узловыми диаметрами в стационарном состоянии и при вращении

$n\Omega < \omega < p_{n2} \pm n\Omega$  возбуждаются одновременно как бегущие, так и стоячие волны.

На рис.4 приведены интерференционные картины формы с двумя узловыми диаметрами, зарегистрированные в стационарных условиях и при вращении. В стационарном состоянии при  $\Omega = 0$  форма колебаний с двумя узловыми диаметрами проявилась на двух частотах  $p_1 = 467$  Гц и  $p_2 = 471$  Гц. Формы ортогональны, их ориентация показана на рис. При вращении каждая из форм возбуждалась на двух, связанных с величиной оборотов, частотах: верхней -  $p_1 + 2\Omega$  и  $p_2 + 2\Omega$  и нижней -  $p_1 - 2\Omega$  и  $p_2 - 2\Omega$ . Датчик, закрепленный на диске между тем продолжал давать значения резонансных частот  $p_1$  для нижней и  $p_2$  для верхней форм. Зарегистрированные в одной и той же фазе вращения интерферограммы показывают, что относительная ориентация форм при вращении не изменяется. Формы четко привязаны к поверхности диска.

С помощью разработанного метода исследовались колебания вращающейся модели вентилятора. Модель диаметром 0,3 м, изготовленная с учетом подобия ее частотных характеристик характеристикам реальных колес вентилятора, подбиралась исходя из энергетических и временных возможностей двухимпульсного лазера «Диполь». Исследо-

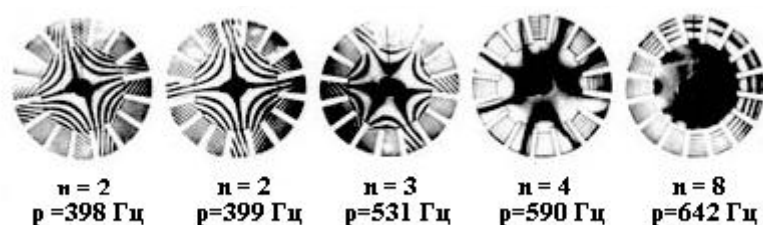


Рис. 5. Формы колебаний вращающейся модели колеса

вались колебания при вращении до 4000 мин.<sup>-1</sup>

На рис. 5 приведены формы колебаний модели, полученные при вращении со скоростью 1500 мин.<sup>-1</sup> Частоты, указанные на рис. зарегистрированы датчиком, установленном на вращающейся модели.

Используя описанную выше методику и результаты исследований модели в стационарном состоянии, можно провести детальный анализ интерференционных картин и установить характер возбуждаемых волн деформаций модели вентилятора на каждой частоте.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Еленевский Д.С. Поузловая отработка вибропрочности лопаток турбины ГТД//Вибрационная прочность и надежность двигателей и систем летательных аппаратов.- КуАИ, 1981. Вып.8. С.29.
2. Elenevsky D.S., Krainyukov N.I., Shaposnikov Yu.N., Khramov A.G. Holographic-Interferometry Methods Employed for Vibration Strength Testing of Aviation Engine Workpieces//Opt. and Lasers in Eng. 1991.V.15.P.357.
3. Еленевский Д.С., Комар В.Г., Селезнев В.Г., Шапошников Ю.Н. Некоторые вопросы применения импульсного лазера для исследования колебаний крупногабаритных колес вентилятора//Труды ЦИАМ 1160.1986. Вып.1. С.6.
4. Еленевский Д.С., Березкин А.Ю., Ермаков А.И. и др. Исследование пространственно-волнового движения при колебаниях конструктивно-поворотных систем//Конструкционная прочность двигателей.- Куйбышев, 1988. С.65.
5. Джоунс Р., Уайкс К. Голографическая и спекл-интерферометрия.-М., Мир, 1986.
6. Тюшкевич Б.Н., Бровкович В.Г., Дашкевич В.И. Двухимпульсный голографический рубиновый лазер//Применение лазеров в науке и технике-Тольятти, 1989. С.53.
7. Erf R.K., Stetson K.A. Dynamic Analysis of Rotating Structures with Holographic Interferometry//Pub. AIAA, 1980. V.18. P.8.
8. А.С. 1394879 СССР. Голографическое устройство для измерения вибраций вращающихся объектов/Баданин А.П., Еленевский Д.С. и др.
9. Иванов В.П. Колебания рабочих колес турбомашин.-М., Машиностроение, 1983.

#### RESEARCH OF VIBRATION MECHANISM OF ROTATING BODIES, WHICH HAVE STRUCTURALLY ASSIGNED ROTATIONAL SYMMETRY

© 1999 D.S. Yelenevskiy, Yu.N. Shaposhnikov

Samara Scientific-Engineering Centre of Automated Strength Tests and Diagnostics of Machines

The paper describes the structure of double-pulse holographic interferometer, which is developed for research of rotating objects' vibration. Interferometer sensitivity to rotations is minimized. Laser impulses generation strictly corresponds to object rotation phase. The paper describes peculiarities of deformation travelling waves registering, which is caused by axisymmetric object rotation.

## РАСЧЕТ СОБСТВЕННЫХ ЧАСТОТ И ФОРМ КОЛЕБАНИЙ ТРУБОПРОВОДОВ С ПОМОЩЬЮ ПРОГРАММНОГО КОМПЛЕКСА

© 1999 А.Б. Прокофьев

Институт акустики машин, г. Самара

Разработан программный комплекс для расчета собственных форм и частот колебаний трубопроводных систем. Приведена математическая модель, положенная в основу разработанного программного комплекса. Выполнено экспериментальное определение собственных частот трубопровода на двух упругих опорах с консольным концом и их сравнение с результатами расчета.

Одной из задач в решении проблемы снижения виброакустических нагрузок в гидромеханических системах энергетических установок различного назначения является задача определения собственных форм и частот колебаний трубопроводов. Ее решение позволяет определять возможность возникновения механических резонансных колебаний, места реализации максимальных значений вибропараметров, а также, в частности, является основой для расчета виброакустической активности трубопроводной системы под действием пульсирующего потока рабочей среды.

Во многих работах [1, 2, 3, 4] даются приближенные методы определения собственных частот и форм колебаний трубопроводов. Основным недостатком подобных методов, приводящим порой к значительным количественным погрешностям расчета, являются упрощения, принимаемые при учете краевых условий (геометрических и динамических условий, налагающих ограничения на свободу перемещения концов трубопровода, а также на изгибающий момент и поперечную силу). Основные варианты способов закрепления трубопроводов, рассматриваемые в этих работах, следующие:

- 1) свободный конец трубопровода;
- 2) жесткая заделка конца трубопровода;
- 3) конец трубопровода закреплен шарниром.

Во всех этих работах при расчете не учитывается жесткость (или податливость) опор крепления трубопровода. Это связано, по-видимому, с необходимостью проведения сложных и громоздких вычислений, реализация

которых без применения вычислительной техники практически невозможна.

В данной работе предпринимается попытка расчета собственных форм и частот колебаний трубопровода с учетом жесткости его опор при помощи современной вычислительной техники (персональных компьютеров) и программных средств, специально разработанных для этой цели. Методика расчета базируется на методе Крылова. Определение собственных форм и частот колебаний трубопровода осуществляется интегрированием исходного дифференциального уравнения свободных поперечных колебаний прямого стержня [5]. Форма главного колебания (собственная форма), устанавливающая закон распределения максимальных (амплитудных) отклонений точек оси трубопровода от равновесного расположения, описывается общим интегралом:

$$y(x) = AS(kx) + BT(kx) + CU(kx) + DV(kx), \quad (1)$$

где  $y(x)$  – отклонения точек оси трубопровода от равновесного расположения;

$A, B, C, D$  – произвольные постоянные, подобранные так, чтобы для функции  $y(x)$  выполнялись краевые условия, т.е. условия закрепления концов трубопровода;

$S(kx), T(kx), U(kx), V(kx)$  – функции Крылова;



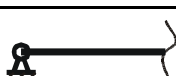

$$S(kx) = \frac{1}{2}(chkx + \cos kx),$$

$$T(kx) = \frac{1}{2}(shkx + \sin kx),$$

$$U(kx) = \frac{1}{2}(chkx - \cos kx),$$

$$V(kx) = \frac{1}{2}(shkx - \sin kx),$$

Таблица 1. Краевые условия

| Краевое условие                                 | Обозначение   | Аналитическое выражение     |
|---|---|-----------------------------|
| Конец трубопровода свободен                     |  | $y'' = 0 \quad y''' = 0$    |
| Жесткая заделка конца трубопровода              |  | $y = 0 \quad y' = 0$        |
| Шарнирное закрепление конца трубопровода        |  | $y = 0 \quad y'' = 0$       |
| Закрепление конца трубопровода в упругой опоре. |  | $y'' = 0 \quad EIy''' = cy$ |

$$k = \sqrt[4]{\frac{(m_m + m_{эс})\omega_c^2}{EI}}$$

$\omega_c$  – собственная круговая частота;

$m_m$  – погонная масса трубопровода;

$m_{эс}$  – погонная масса рабочей жидкости, содержащейся в трубопроводе;

$E$  – модуль упругости;

$I$  – момент инерции поперечного сечения трубопровода.

Краевые условия выражаются соотношениями, представленными в таблице 1.

Одним из преимуществ использования функций Крылова и записи формы главного колебания в виде (1) является то, что можно сразу написать выражение общего интеграла, удовлетворяющего условиям на конце  $x = 0$  и содержащего только две постоянные, которые определяются из условий на другом конце  $x = l$  (здесь  $l$  – длина трубопровода).

В случае наличия промежуточной опоры выражение (1) для записи формы главного колебания несколько модифицируется. Можно показать [5], что в этом случае собственная форма записывается в виде:

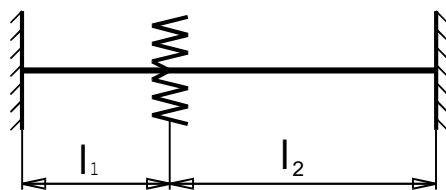


Рис. 1. Трубопровод с жесткой заделкой по концам и упругой промежуточной опорой

$$\left. \begin{aligned} y(x) &= AS(kx) + BT(kx) + \\ &+ CU(kx) + DV(kx) \quad \text{при } 0 \leq x \leq l_1 \\ y(x) &= AS(kx) + BT(kx) + \\ &+ CU(kx) + DV(kx) + \\ &+ \frac{R}{k^3 EI} V(k(x-l_1)) \quad \text{при } l_1 \leq x \leq l_1 + l_2 \end{aligned} \right\}$$

Значение величин  $l_1$  и  $l_2$  определяется из рассмотрения рис.1.

На рис.2 представлена классификация, охватывающая все возможные варианты крепления трубопровода на двух и трех опорах (в классификации не рассматривается случай шарнирного закрепления, так как случай идеального шарнира на практике не встречается, а лишь является упрощением опоры, обладающей высокой поперечной жесткостью и некоторой угловой жесткостью). Предлагаемая классификация положена в основу разработанного программного комплекса по расчету собственных частот и форм колебаний трубопровода. Алгоритм расчетной части программы продемонстрируем на двух примерах:

1) трубопровод на двух упруго закрепленных относительно поперечных перемещений концах;

2) трубопровод с жестко закрепленными концами и промежуточной упруго закрепленной опорой.

Краевые условия в этом случае:

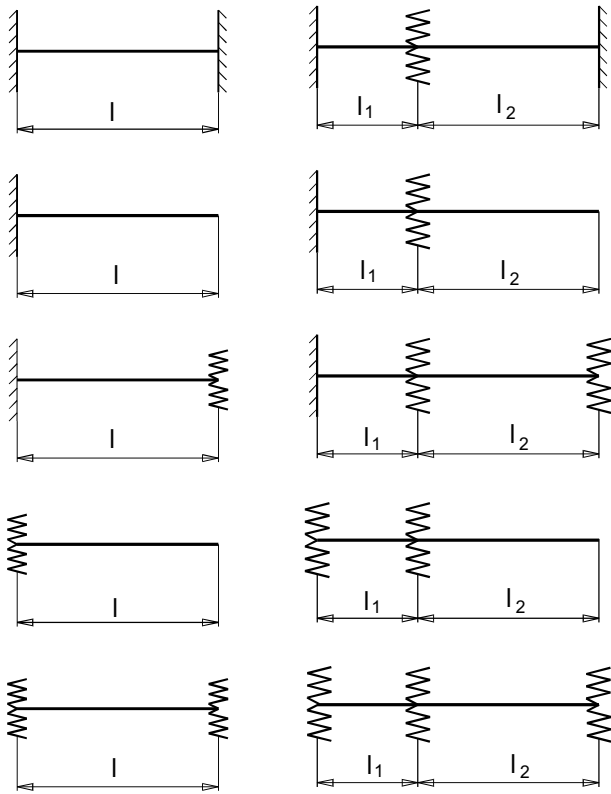


Рис. 2. Классификация схем

$$\begin{aligned} y''(0) &= y''(l) = 0, \\ EIy'''(0) &= c_1 y(0), \\ EIy'''(l) &= c_2 y(l). \end{aligned}$$

Подставим краевое условие  $y''(0) = 0$  в выражение (1). При этом необходимо дважды продифференцировать функции Крылова. Выражения последовательных производных по  $x$  от функций  $S(kx), T(kx), U(kx), V(kx)$  до третьего порядка включительно приведены в таблице 2. Получим:

$$AU(0) + BV(0) + CS(0) + DT(0) = 0$$

Значения функций Крылова при  $x=0$  имеют значения:

Таблица 2. Производные

|         | Первая производная | Вторая производная | Третья производная |
|---------|--------------------|--------------------|--------------------|
| $S(kx)$ | $kV(kx)$           | $k^2U(kx)$         | $k^3T(kx)$         |
| $T(kx)$ | $kS(kx)$           | $k^2V(kx)$         | $k^3U(kx)$         |
| $U(kx)$ | $kT(kx)$           | $k^2S(kx)$         | $k^3V(kx)$         |
| $V(kx)$ | $kU(kx)$           | $k^2T(kx)$         | $k^3S(kx)$         |

$$\left. \begin{aligned} S(0) &= 1, \\ T(0) &= 0, \\ U(0) &= 0, \\ V(0) &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

Отсюда  $C=0$ .

Тогда общий интеграл (1), удовлетворяющий для рассматриваемого случая краевому условию  $y''(0) = 0$ , имеет вид:

$$y(x) = AS(kx) + BT(kx) + DV(kx) \quad (3).$$

Из второго краевого условия при  $x=0$ , получаем:

$$k^3EI(AT(0) + BU(0) + DS(0)) = c_1(AS(0) + BT(0) + DV(0)),$$

или с учетом (2)

$$k^3EID = c_1A,$$

откуда

$$A = \frac{k^3EI}{c_1} D.$$

Тогда общий интеграл (1), удовлетворяющий условиям на конце  $x = 0$ , имеет вид:

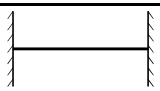
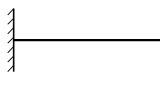
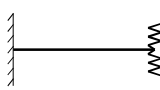
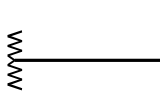
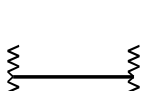
$$y(x) = BT(kx) + D \left[ \frac{k^3EI}{c_1} S(kx) + V(kx) \right].$$

Условия при  $x=l$  выражаются уравнениями:

$$\left. \begin{aligned} BV(kl) + D \left( \frac{k^3EI}{c_1} U(kl) + T(kl) \right) &= 0, \\ B(k^3EIU(kl) - c_2T(kl)) + \\ + D \left[ \frac{k^3EI}{c_1} (k^3EIT(kl) - c_2S(kl)) + \right. \\ \left. + k^3EIS(kl) - c_2V(kl) \right] &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

Исключив  $B$  и  $D$ , придем к уравнению частот, которое представим следующим об-

Таблица 3. Уравнения частот и форм главных колебаний

|   | Уравнение частот  | Формы главных колебаний   |
|---|---|---|
|  | $U^2(kl) - T(kl)V(kl) = 0$  | $y(x) = U(kx) - \frac{T(kl)}{U(kl)}V(kx)$   |
|  | $S^2(kl) - T(kl)V(kl) = 0$  | $y(x) = U(kx) - \frac{V(kl)}{S(kl)}V(kx)$   |
|  | $[k^3 EIS(kl) - c_1 V(kl)]S(kl) - [k^3 EIU(kl) - c_1 U(kl)]T(kl) = 0$   | $y(x) = U(kx) - \frac{S(kl)}{T(kl)}V(kx)$   |
|  | $\left[ \frac{k^3 EI}{c} T(kl) + S(kl) \right] V(kl) - \left[ \frac{k^3 EI}{c} U(kl) + T(kl) \right] U(kl) = 0$   | $y(x) = \frac{k^3 EI}{c} S(kx) - \frac{T(kx)}{V(kl)} \left[ \frac{k^3 EI}{c} U(kl) + T(kl) \right] + V(kx)$     |
|  | $V(kl) \left[ \frac{k^3 EI}{c_1} (k^3 EIT(kl) - c_2 S(kl)) + k^3 EIS(kl) - c_2 V(kl) \right] - (k^3 EIU(kl) - c_2 T(kl)) \left( \frac{k^3 EI}{c_1} U(kl) + T(kl) \right) = 0$ | $y(x) = \frac{k^3 EI}{c_1} S(kx) - \frac{T(kx)}{V(kl)} \left[ \frac{k^3 EI}{c_1} U(kl) + T(kl) \right] + V(kx)$ |

разом:

$$\Delta(kl) = V(kl) \left[ \frac{k^3 EI}{c_1} (k^3 EIT(kl) - c_2 S(kl)) + k^3 EIS(kl) - c_2 V(kl) \right] - (k^3 EIU(kl) - c_2 T(kl)) \left( \frac{k^3 EI}{c_1} U(kl) + T(kl) \right) = 0.$$

Вычисление корней уравнения частот ведется численными методами. Для определения ориентировочных данных о расположении собственных частот системы можно пользоваться известными теоремами Рэлея [6].

а.) Если функция Рэлея растет вследствие прибавления к максимальной потенциальной энергии  $r$  квадратов вида

$$X_k^2(\lambda_i) \equiv (q_{k1}\lambda_i + \dots + q_{kn}\lambda_n)^2 \quad (k=1, 2, \dots, r)$$

без изменения кинетической энергии, то частоты данной системы  $\omega_h$  и частоты измененной  $\bar{\omega}_h$  связаны неравенствами:

$$\omega_h \leq \bar{\omega}_h \quad (h=1, 2, \dots, n), \quad \bar{\omega}_h \leq \omega_{h+r} \quad (h=1, 2, \dots, n-r)$$

б.) Если функция Рэлея убывает вследствие прибавления к максимальной кинети-

ческой энергии  $r$  квадратов вида

$$X_k^2(\lambda_i) \equiv (q_{k1}\lambda_i + \dots + q_{kn}\lambda_n)^2 \quad (k=1, 2, \dots, r),$$

то частоты  $\omega_h$  исходной системы и частоты  $\bar{\omega}_h$  измененной удовлетворяют неравенствам:

$$\bar{\omega}_h \leq \omega_h \quad (h=1, 2, \dots, n), \quad \omega_{h-r} \leq \bar{\omega}_h \quad (h=r+1, \dots, n)$$

Таким образом, из уравнения частот определяются значения  $k_i$  ( $i=1, 2, 3, \dots$ ), которые связаны со значениями собственных частот выражениями

$$\omega_i = k_i^2 \sqrt{\frac{EI}{m_m + m_{sc}}} \quad (5)$$

Из первого уравнения системы (4) трудно определить, что

$$B = -\frac{1}{V(kl)} \left( \frac{k^3 EI}{c_1} U(kl) + T(kl) \right) D.$$

Подставляя А и В, выраженные через D, в общий интеграл (3), получим следующую форму главного колебания (здесь и в дальнейшем постоянные множители опущены):

$$y(x) = \frac{k^3 EI}{c_1} S(kx) - \frac{S(kx)}{V(kl)} \left( \frac{k^3 EI}{c_1} U(kl) + T(kl) \right) + V(kx)$$

Из изложенной выше методики наибо-

лее трудоемкая часть расчетов состоит в определении корней уравнения частот. Практически реализация этой части без применения вычислительной техники не представляется возможной. В таблице 3 приведены уравнения частот и форм главных колебаний для рассмотренных в классификации случаев закрепления трубопровода в двух опорах.

2) Краевые условия в этом случае (см. рис.1)

$$y(0) = y'(0) = y(l_1 + l_2) = y'(l_1 + l_2) = 0$$

$$EIy'''(l_1) = cy(l_1)$$

Подставим краевое условие  $y(0) = 0$  в выражение (1). Получим

$$AS(0) + BT(0) + CU(0) + DV(0) = 0$$

Откуда с учетом (2)  $A=0$ . Тогда общий интеграл (1), удовлетворяющий для рассматриваемого случая краевому условию  $y(0)=0$ , имеет вид:

$$y(x) = BT(kx) + CU(kx) + DV(kx)$$

при  $0 \leq x \leq l_1$

$$y(x) = BT(kx) + CU(kx) + DV(kx) + \frac{R}{k^3 EI} V(k(x-l_1))$$

при  $l_1 \leq x \leq l_1 + l_2$

Из второго краевого условия при  $x=0$ , получаем:

$$y''(0) = k^2 [BV(0) + CS(0) + DT(0)] = 0$$

или с учетом (2)  $C=0$ . Тогда общий интеграл (1), удовлетворяющий условиям на конце  $x=0$ , имеет вид:

$$y(x) = BT(kx) + DV(kx)$$

при  $0 \leq x \leq l_1$

$$y(x) = BT(kx) + DV(kx) + \frac{R}{k^3 EI} V(k(x-l_1))$$

при  $l_1 \leq x \leq l_1 + l_2$

С учетом краевых условий при  $x = l_1 + l_2$  получаем следующую систему уравнений:

$$\left. \begin{aligned} CU(k(l_1 + l_2)) + DV(k(l_1 + l_2)) + \frac{R}{k^3 EI} V(kl_2) &= 0 \\ CT(k(l_1 + l_2)) + DU(k(l_1 + l_2)) + \frac{R}{k^3 EI} U(kl_2) &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

К этим уравнениям, содержащим три неизвестных  $C, D, R$ , нужно добавить еще

одно уравнение, именно, уравнение, получающееся из краевого условия на промежуточной опоре:

$$k^3 EI(CV(kl_1) + DS(kl_1)) = c(CU(kl_1) + DV(kl_1)) \quad (7)$$

Из (6) и (7) после небольших преобразований получим уравнение частот системы:

$$\Delta = \begin{vmatrix} U(k(l_1 + l_2)) & V(k(l_1 + l_2)) & V(kl_2) \\ T(k(l_1 + l_2)) & U(k(l_1 + l_2)) & U(kl_2) \\ k^3 EIV(kl_1) - cU(kl_1) & k^3 EIS(kl_1) - cV(kl_1) & 0 \end{vmatrix} = 0$$

или

$$\Delta = \begin{vmatrix} a_1 & b_1 & d_1 \\ a_2 & b_2 & d_2 \\ a_3 & b_3 & d_3 \end{vmatrix} = 0$$

где

$$a_1 = U(k(l_1 + l_2))$$

$$a_2 = T(k(l_1 + l_2))$$

$$a_3 = k^3 EIV(kl_1) - cU(kl_1)$$

$$b_1 = V(k(l_1 + l_2))$$

$$b_2 = U(k(l_1 + l_2))$$

$$b_3 = k^3 EIS(kl_1) - cV(kl_1)$$

$$d_1 = V(kl_2)$$

$$d_2 = U(kl_2)$$

$$d_3 = 0$$

Раскрывая определитель, найдем:

$$\Delta = d_1(a_2 b_3 - a_3 b_2) - d_2(a_1 b_3 - a_3 b_1) = 0$$

Определив корни уравнения частот  $k_i$ , по уравнению (5) нетрудно определить значения собственных частот системы. Из уравнений (6) и (7) выразим переменные  $C$  и  $R$  через  $D$ . Получим:

$$C = \frac{cV(kl_1) - k^3 EIS(kl_1)}{k^3 EIV(kl_1) - cU(kl_1)} D$$

$$\frac{R}{k^3 EI} = -\frac{1}{V(kl_2)} \left[ \frac{cV(kl_1) - k^3 EIS(kl_1)}{k^3 EIV(kl_1) - cU(kl_1)} \times \right. \\ \left. \times U(k(l_1 + l_2)) + V(k(l_1 + l_2)) \right] D$$

Теперь мы можем записать уравнение форм главных колебаний:

Таблица 4. Уравнения частот и форм главных колебаний

|   |   |
|---|---|
| 1 | $\Delta = d_1(a_2b_3 - a_3b_2) - d_2(a_1b_3 - a_3b_1)$ $a_1 = U(k(l_1 + l_2)), \quad a_2 = T(k(l_1 + l_2)), \quad a_3 = k^3 EIV(kl_1) - cU(kl_1), \quad b_1 = V(k(l_1 + l_2)),$ $b_2 = U(k(l_1 + l_2)), \quad b_3 = k^3 EIS(kl_1) - cV(kl_1), \quad d_1 = V(kl_2), \quad d_2 = U(kl_2)$ $y(x) = -\frac{b_3}{a_3} U(kx) + V(kx) \quad \text{нпу } 0 \leq x \leq l_1$ $y(x) = -\frac{b_3}{a_3} U(kx) + V(kx) - \frac{1}{d_1} \left( -\frac{b_3}{a_3} a_1 + b_1 \right) V(k(x-l_1)) \quad \text{нпу } l_1 \leq x \leq l_1 + l_2$   |
| 2 | $\Delta = d_1(a_2b_3 - a_3b_2) - d_2(a_1b_3 - a_3b_1)$ $a_1 = S(k(l_1 + l_2)), \quad a_2 = V(k(l_1 + l_2)), \quad a_3 = k^3 EIV(kl_1) - cU(kl_1), \quad b_1 = T(k(l_1 + l_2)),$ $b_2 = S(k(l_1 + l_2)), \quad b_3 = k^3 EIS(kl_1) - cV(kl_1), \quad d_1 = T(kl_2), \quad d_2 = S(kl_2)$ $y(x) = -\frac{b_3}{a_3} U(kx) + V(kx) \quad \text{нпу } 0 \leq x \leq l_1$ $y(x) = -\frac{b_3}{a_3} U(kx) + V(kx) - \frac{1}{d_2} \left( -\frac{b_3}{a_3} a_2 + a_1 \right) V(k(x-l_1)) \quad \text{нпу } l_1 \leq x \leq l_1 + l_2$   |
| 3 | $\Delta = d_1(a_2b_3 - a_3b_2) + d_3(a_1b_2 - a_2b_1)$ $a_1 = S(k(l_1 + l_2)), \quad a_2 = k^3 EIV(kl_1) - c_1 U(kl_1), \quad a_3 = k^3 EIV(k(l_1 + l_2)) - c_2 U(k(l_1 + l_2)),$ $b_1 = U(k(l_1 + l_2)), \quad b_2 = k^3 EIS(kl_1) - c_1 V(kl_1), \quad b_3 = k^3 EIS(k(l_1 + l_2)) - c_2 V(k(l_1 + l_2)),$ $d_1 = T(kl_2), \quad d_3 = k^3 EIS(kl_2) - c_2 V(kl_2)$ $y(x) = -\frac{b_2}{a_2} U(kx) + V(kx) \quad \text{нпу } 0 \leq x \leq l_1$ $y(x) = -\frac{b_2}{a_2} U(kx) + V(kx) - \frac{1}{d_1} \left( -\frac{b_2}{a_2} a_1 + b_1 \right) V(k(x-l_1)) \quad \text{нпу } l_1 \leq x \leq l_1 + l_2$   |
| 4 | $\Delta = d_1(a_2b_3 - a_3b_2) - d_2(a_1b_3 - a_3b_1)$ $a_1 = V(k(l_1 + l_2)), \quad a_2 = U(k(l_1 + l_2)), \quad a_3 = k^3 EIU(kl_1) - c_2 T(kl_1),$ $b_1 = \frac{k^3 EI}{c_1} U(k(l_1 + l_2)) + T(k(l_1 + l_2)), \quad b_2 = \frac{k^3 EI}{c_1} T(k(l_1 + l_2)) + S(k(l_1 + l_2))$ $b_3 = \left( \frac{k^3 EI}{c_1} T(kl_1) + S(kl_1) \right) k^3 EI - c_2 \left( \frac{k^3 EI}{c_1} S(kl_1) + V(kl_1) \right), \quad d_1 = T(kl_2), \quad d_2 = S(kl_2)$ $y(x) = -\frac{b_3}{a_3} T(kx) + \frac{k^3 EI}{c_1} S(kx) + V(kx) \quad \text{нпу } 0 \leq x \leq l_1$ $y(x) = -\frac{b_3}{a_3} T(kx) + \frac{k^3 EI}{c_1} S(kx) + V(kx) - \frac{1}{d_1} \left( b_1 - \frac{a_1 b_3}{a_3} \right) V(k(x-l_1)) \quad \text{нпу } l_1 \leq x \leq l_1 + l_2$  |
| 5 | $\Delta = d_1(a_2b_3 - a_3b_2) + d_3(a_1b_2 - a_2b_1)$ $a_1 = V(k(l_1 + l_2)), \quad a_2 = k^3 EIU(kl_1) - c_2 T(kl_1), \quad a_3 = k^3 EIU(k(l_1 + l_2)) - c_2 T(kl_1),$ $b_1 = \frac{k^3 EI}{c_1} U(k(l_1 + l_2)) + T(k(l_1 + l_2)), \quad b_2 = \frac{k^6 E^2 I^2}{c_1} T(kl_1) + \left( 1 - \frac{c_2}{c_1} \right) k^3 EIS(kl_1) - c_2 V(kl_1)$ $b_3 = \frac{k^6 E^2 I^2}{c_1} T(k(l_1 + l_2)) + \left( 1 - \frac{c_3}{c_1} \right) k^3 EIS(k(l_1 + l_2)) - c_3 V(k(l_1 + l_2)), \quad d_1 = T(kl_2),$ $d_3 = k^3 EIS(kl_2) - c_3 V(kl_2),$ $y(x) = -\frac{b_2}{a_2} T(kx) + \frac{k^3 EI}{c_1} S(kx) + V(kx) \quad \text{нпу } 0 \leq x \leq l_1$ $y(x) = -\frac{b_2}{a_2} T(kx) + \frac{k^3 EI}{c_1} S(kx) + V(kx) - \frac{1}{d_1} \left( b_1 - \frac{a_1 b_2}{a_2} \right) V(k(x-l_1)) \quad \text{нпу } l_1 \leq x \leq l_1 + l_2$ |



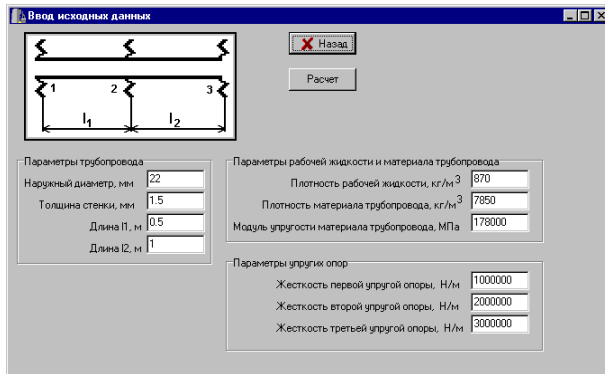


Рис. 3. Примеры экранных страниц программного комплекса

$$y = \frac{cV(kl_1) - k^3 EIS(kl_1)}{k^3 EIV(kl_1) - cU(kl_1)} U(kx) + V(kx)$$

при  $0 \leq x \leq l_1$

$$y = \frac{cV(kl_1) - k^3 EIS(kl_1)}{k^3 EIV(kl_1) - cU(kl_1)} U(kx) + V(kx) - \frac{V(k(x-l_1))}{V(kl_2)} \cdot \left[ \frac{cV(kl_1) - k^3 EIS(kl_1)}{k^3 EIV(kl_1) - cU(kl_1)} U(k(l_1+l_2)) + V(k(l_1+l_2)) \right]$$

при  $l_1 \leq x \leq l_1 + l_2$

В таблице 4 приведены уравнения частот и форм главных колебаний для всех, рассмотренных в классификации, случаев трубопроводов на трех опорах.

Описанные выше алгоритмы реализованы в программном комплексе, ориентированном на персональные компьютеры типа IBM PC и операционную систему Windows 95 или Windows 98. Программный код выполнен на языке C++ с применением интегрированной среды Borland C++Builder.

На рис. 3 представлены окно ввода исходных данных и окно вывода результатов расчета. Имеется возможность вывода результатов расчета в файл данных.

Для проверки достоверности принятых расчетных моделей и работоспособности

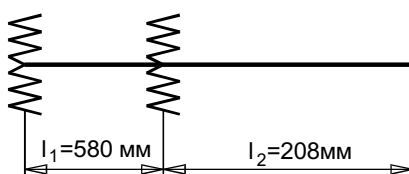


Рис. 4. Схема исследуемого трубопровода

Коды АЦП

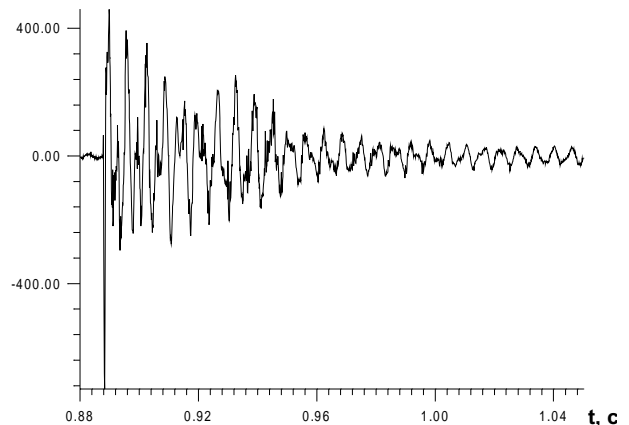


Рис. 5. Осциллограмма собственных колебаний трубопровода

программного комплекса наряду с машинным экспериментом был проведен эксперимент на реальном трубопроводе, схема которого представлена на рис. 4.

Экспериментальное исследование собственных частот трубопроводной системы осуществлялось методом простукивания [3]. Основными достоинствами этого известного метода применительно к трубопроводам является высокая производительность, оперативность и несложность применяемой аппаратуры. Он позволяет производить измерения непосредственно на собранной системе, с учетом всех особенностей монтажа, в том числе и с учетом реальных жёсткостей опор трубопровода. На рис. 5. представлена осциллограмма виброускорения, на которой явно видны затухающие колебания. В качестве датчика вибрации применялся преобразователь пьезоэлектрический виброизмерительный ДН-4М1 (масса этого датчика 13 г). Сигнал с датчика подавался в измеритель шума и вибраций типа ВШВ-003-М2. Аналоговый сигнал с измерителя шума и вибраций далее поступал в аналого-цифровой преобразователь L-264 фирмы L-card, г. Москва (точность АЦП- 12 бит). Цифровой сигнал с выхода АЦП с помощью программы Gemis Oscilloscope записывался на жесткий диск компьютера. Далее проводился спектральный анализ записанного сигнала.

В таблице 5 приведены экспериментальные и расчетные собственные частоты рассматриваемой трубопроводной системы. Же-

Таблица 5. Экспериментальные и расчётные собственные частоты

| Номер собственной частоты | Экспериментальное значение, Гц | Расчетное значение, Гц | Погрешность расчета, % |
|---------------------------|--------------------------------|------------------------|------------------------|
| Первая                    | 166,8                          | 166,8                  | 0                      |
| Вторая                    | 307,5                          | 314,3                  | 2,2                    |
| Третья                    | 702,5                          | 657,2                  | 6,4                    |

сткости опор, необходимые для расчетов, определялись как экспериментальным, так и расчетным путем (различие в результатах составило 0,7%) и составляли

$$c = 0.777 \cdot 10^6 \text{ Н / м} \cdot$$

Из таблицы видна хорошая сходимость экспериментальных и расчетных значений, по крайней мере, для трех первых собственных частот. Как и следовало ожидать, погрешность определения собственной частоты расчет с увеличением номера этой частоты.

Приведенные данные позволяют судить об адекватности математической модели и возможности использования разработанного программного комплекса для решения задач определения собственных форм и частот колебаний трубопроводных систем.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Старцев Н. И.* Трубопроводы газотурбин-

ных двигателей. М.: Машиностроение, 1976-272 с.

2. *Кондрашов Н. С.* О параметрических колебаниях трубопроводов // Вибрационная прочность и надежность авиационных двигателей. Куйбышев: КуАИ, 1965.- С. 173-182.

3. *Сидоренко М. К.* Определение собственных частот колебаний трубопроводов методом простукивания // Вибрационная прочность и надежность авиационных двигателей. Куйбышев: КуАИ, 1965. - С. 135-142.

4. *Гладких П.А., Хачатурян С.А.* Вибрации в трубопроводах и методы их устранения. М.: Машгиз, 1959. – 243 с.

5. *Бабаков И.М.* Теория колебаний. М.: Наука, 1965 – 559 с.

6. *Гантмахер Ф.Р., Крейн М.Г.* Осцилляционные матрицы и ядра и малые колебания механических систем. М.: Гостехиздат, 1950 – 143 с.

#### CALCULATIONS OF PIPELINES' NATURAL FREQUENCIES AND VIBRATION FORMS ON THE BASE OF SOFTWARE APPLICATION

© 1999 A.B. Prokofiev

Institute of Machines Acoustics, Samara

Software tools for calculation of natural frequencies and vibrations forms of pipeline systems is developed. Mathematical models, which form the basis of the software, are presented. Experimental determination of pipeline natural frequencies for two elastic piers, which have cantilever end, is carried out. The obtained data are compared with calculation results.

## ОЦЕНКА ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ВИХРЕВОГО СЛЕДА В ПОТОКАХ ЖИДКОСТИ И ГАЗА

© 1999 Н.Д. Быстров<sup>1</sup>, Н.Ю. Ильясова<sup>2</sup>, А.В. Устинов<sup>2</sup>

<sup>1</sup>Институт акустики машин, г. Самара

<sup>2</sup>Институт систем обработки изображений РАН, г. Самара

Авторами данной работы предложен способ оценки геометрических характеристик вихревого следа, возникающего при обтекании потоком жидкости цилиндрического препятствия, а также алгоритм для реализации этого способа.

### Введение

В последние годы специалисты в области создания транспортных средств и двигателей для них начинают осознавать необходимость более широкого использования методов визуализации течений жидкости и газа. Начиная от самых простых методов, за несколько десятилетий техника визуализации течений подошла к использованию современных лазерных световых источников и средств сбора и накопления визуализированной информации [1,2,3].

Оптические методы исследований не могут в полной мере быть эффективными без создания алгоритмов автоматизированной обработки результатов оптического эксперимента. По мнению авторов, в перспективе возможно установление количественных характеристик сопротивлений тел по визуализированному изображению процесса обтекания в потоках жидкости и газа. Следует отметить, что лазерная визуализация вихревых структур при обтекании потоком цилиндрических тел уже использована для создания измерителя скорости потоков в жидкостях и газах [4].

Авторами данной работы предложен способ оценки геометрических характеристик вихревого следа, возникающего при обтекании потоком жидкости цилиндрического препятствия, а также алгоритм для реализации этого способа.

### 1. Оценка геометрических параметров вихревых структур

В рамках решения данной задачи был использован следующий набор параметров,

описывающих геометрию вихревых структур:

- количество вихревых образований;
- частота срыва вихрей;
- внешние границы вихревого следа для последующей оценки геометрических характеристик следа;
- нумерация вихрей на изображении, начиная с первого вихря на обтекаемом элементе.
- площадь вихревых образований.

При формировании оценок параметров учитываются некоторые характеристики анализируемого изображения. Данное изображение представляет собой обтекание цилиндра потоком, набегающим слева направо (рис.1).

Прямой поиск вихревых структур, например, корреляционным методом, оказывается весьма сложным в силу того, что форма вихревой структуры изменяется в процессе движения потока. Поэтому был использован косвенный метод, который даёт возможность получить оценки параметров, хотя и не позволяет обнаружить сами вихри. Метод основан на следующем факте: если рассматри-

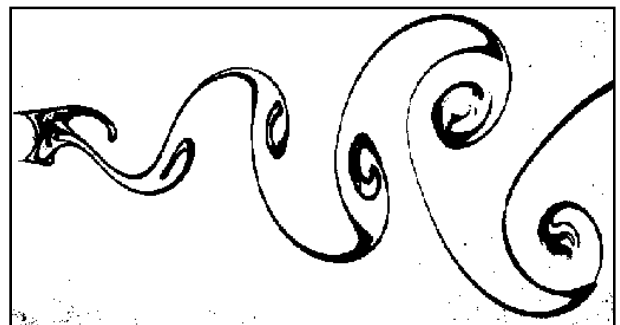


Рис. 1. Исходное изображение вихревого следа  
(негатив)

вать изображение следа обтекания как график некоторой функции, то либо на сорвавшемся (в начале следа) либо на основном (на дальнейшем участке) потоке имеется экстремум функции; при этом максимумы и минимумы чередуются. Отметим также, что экстремум на сорвавшемся потоке лежит после места срыва, а на основном потоке - до места срыва. Таким образом, для построения оценок необходимо определить указанные экстремумы.

Алгоритм состоит из четырёх шагов:

1. Стирание шумовых фрагментов и скелетизация изображения.
2. Поиск экстремумов.
3. Упорядочение точек экстремумов по возрастанию X-координаты.
4. Удаление ложных и лишних точек экстремумов.

Предварительное стирание шумовых фрагментов позволяет уменьшить число проходов скелетизации. Кроме того, в некоторых ситуациях в процессе скелетизации шумовой фрагмент может остаться неизменным. Число проходов скелетизации выбирается таким образом, чтобы основной след стал толщиной в 1-2 пикселя. Участки вблизи обтекаемого тела и сами вихревые кольца могут иметь большую толщину. Процедура скелетизации необходима, прежде всего, не ради уменьшения толщины, а для ликвидации зазубрин, которые дали бы множество ложных экстремумов. Результат удаления шумов и скелетизации приведен на рисунке 2.

Процедура поиска экстремумов основана на построчном сканировании изображения. В случае принадлежности текущей точки изображения вихревому следу, проверяются стандартные условия экстремумов - смена

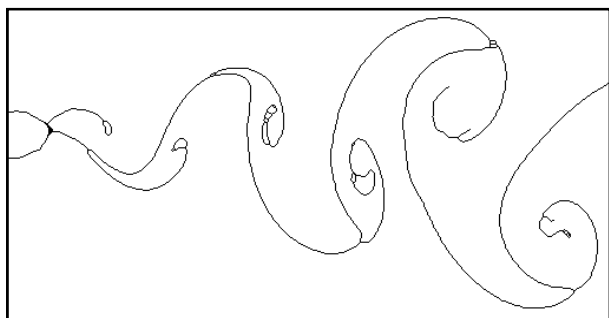


Рис. 2. Скелетизованное изображение вихревого следа

знака производной. Также необходимо провести проверку условия, что при данной абсциссе для точки максимума на изображении находится выше только фон, а для минимума ниже только фон. Это обеспечивает отбрасывание экстремумов на внутренних ветвях. Если окажется, что экстремальное значение достигается в нескольких точках подряд (срезанный горб), то оставляем точку, соответствующую середине данного участка.

Среди полученных точек экстремума имеются ложные (в местах разветвления). Поэтому точки экстремума упорядочиваются по возрастанию X-координаты (поток движется слева направо), отделив при этом первые две точки, лежащие на обтекаемом цилиндре и последнюю точку, образующуюся за счёт границы изображения. Из оставшихся точек необходимо удалить лишние экстремумы. В основу процедуры уничтожения ложных экстремумов лежит условие чередования точек максимумов и минимумов вихревого следа. В случае появления в выстроенной последовательности более одного соседних экстремумов одного типа, оставляем из них одну точку с наибольшей ординатой в случае максимума и с наименьшей в случае минимума.

На исходном изображении, представленном на рис.1, данная процедура поиска оказалась достаточной, но существуют ситуации, когда могут появляться пары ложных экстремумов, не нарушающие условия чередования. В этом случае необходимо дальнейшее прореживание из условия, что ординаты максимумов растут, а ординаты минимумов убывают с ростом координаты X.

Теперь имеется вся необходимая информация для оценивания параметров анализируемой структуры.

*Количество вихрей* соответствует числу зафиксированных экстремумов следа. Оценка частоты срыва вихрей равна величине:

$$\omega = \frac{N - 1}{X_N - X_1},$$

где  $N$  - число вихрей,  $X_1, X_N$  - X-координаты первого и последнего экстремума.

При использовании понятия частоты срыва необходимо учесть, что экстремумы

смещены относительно точек срыва вихрей и само расстояние между этими точками не постоянно, а растёт по мере движения потока.

Внешние границы вихревого следа определяют две прямые, являющиеся верхними и нижними огибающими. Верхняя огибающая проходит через найденные точки максимумов следа, нижняя через точки минимума. Уравнения прямых строятся в случае существования двух или более точек экстремумов. При этом коэффициенты прямых определяются с использованием метода наименьших квадратов. Обе огибающие иллюстрируются на экране пользовательского интерфейса (рис.3).

Одной из важных характеристик вихревого следа является его угол раскрытия. Он определяется углом между огибающими и имеет следующее выражение:

$$\alpha = \left| \arctg \frac{k_1 - k_2}{1 + k_1 k_2} \right|,$$

где  $k_1, k_2$  - коэффициенты в прямой  $y=kx+b$  для обеих огибающих.

Нумерация вихрей анализируемой структуры соответствует порядку следования зафиксированных экстремумов следа.

## 2. Выделение вихревых структур из целостного изображения

Описанный в предыдущем пункте метод не даёт возможность провести оценку площади отдельного элемента вихревой структуры, в силу его связности со всей структурой изображения. Поэтому для решения за-

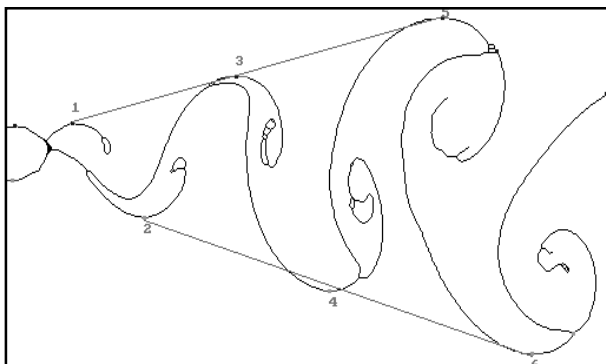


Рис. 3. Экран пользователя, формирующий обработанное изображение вихревого следа и представляющий пользователю оценки основных его характеристик

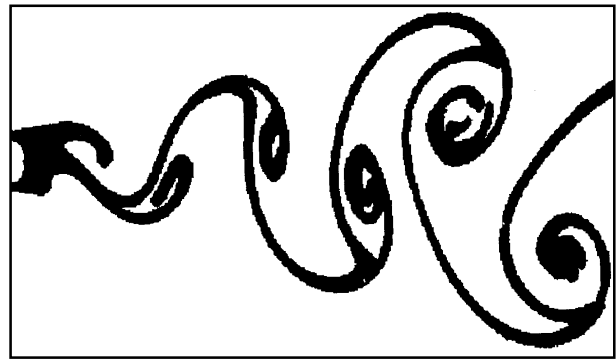


Рис. 4. Результат выполнения операции дилатации

дачи оценивания площади использовался специально разработанный метод выделения вихревых элементов.

Обрабатываемое изображение представляет собой вихревой след. Сам вихревой след можно разделить на основной поток и ответвляющиеся от него вихри. Вихрь можно определить как ответвление потока, имеющее след спиралевидной формы.

На изображении можно указать точки, после которых вихревой след разделяется на основной поток и вихревые структуры. Но в площадь вихря, очевидно, следует включать только ту часть потока, которая замкнута внутри самого вихря. Искомая область ограничена внешним контуром вихря и находится на конце вихревой структуры.

Для нахождения этой области необходимо замкнуть внешнюю границу вихря и отсечь вихрь от следа, соединяющего её с основным потоком. Площадь, занимаемая отсечённым следом, в площадь вихря не входит. Как правило, большинство областей, ограниченных вихрем, не являются замкнутыми: либо в результате разрыва границы вихря, либо по причине чёткой различимости витков спирали. Чтобы замкнуть границы вихрей, над изображением несколько раз проводится операция дилатации, пока все границы не сомкнутся (рис.4).

Получив замкнутые области, необходимо обозначить границу между вихрями и остальным потоком. Отсечь вихрь от следа, соединяющего его с основным потоком, позволяет операция эрозии. Так как проведение эрозии сразу после применения дилатации приведёт изображение к первоначальному виду, то есть разорвёт только что сомкнувши-



Рис. 5. Изображение после заполнения замкнутых областей внутри вихря

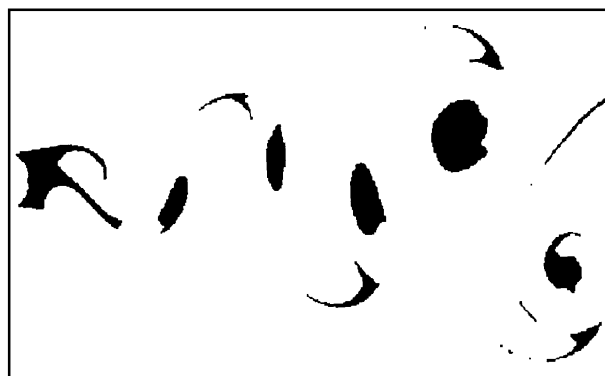


Рис. 6. Изображение вихревой структуры после проведения операций эрозии и ранговой фильтрации

еся границы вихрей, то производится промежуточная обработка. Замкнутые области внутри потока считаются его частью и закрашиваются характерным для потока цветом (рис.5). Таким образом, область вихря становится однородной и соответственно разрыв границы области становится невозможным.

Чтобы более точно учесть искажения формы вихревых структур, при проведении операций эрозии и дилатации лучше использовать одинаковую маску. Очевидно, что для отделения вихря от основного потока, операцию эрозии необходимо провести хотя бы на один раз больше, чем операцию дилатации. В результате вихревой след распадается на несколько частей.

Добившись отделения вихревых структур от основного потока, можно подсчитать их количество и площадь. Сегментация полученного изображения выделяет все несвязные области, которые будут являться дальнейшими объектами обработки. Сама по себе вихревая структура имеет эллипсоидную форму. Для придания ей более гладкой формы разумно перед сегментацией обработать изображение ранговым фильтром (рис.6). Затем из множества найденных объектов выбираются те, которые являются вихревыми структурами. Поиск производится по признакам, позволяющим обнаружить объекты, имеющие форму эллипса.

### 3. Оценка площади, занимаемой вихревыми структурами

Теперь, когда вихревые структуры идентифицированы, можно оценить занимаемую

ими площадь. Производится аппроксимация формы вихревой структуры эллипсом. Так как при каждом проведении операции эрозии и дилатации радиус объекта уменьшается или увеличивается на один пиксель, необходимо скорректировать оценку площади. Площадь эллипса  $S$  равна

$$S = \pi ab,$$

где  $a$  и  $b$  - полуоси эллипса.

Более точная оценка будет выглядеть так:

$$S_{кор} = \pi a_{кор} b_{кор}, \quad (1)$$

где  $S_{кор}$  - искомая оценка площади,  $a_{кор} = a + \Delta n$ ,  $b_{кор} = b + \Delta n$ ,  $\Delta n$  - разность между количеством проведённых эрозий и дилатаций.

Определение полуосей можно провести двумя способами - чисто геометрически и при помощи инвариантных характеристик.

В первом случае необходимо определить угол поворота эллипса относительно оси  $OX$  и произвести поворот эллипса на полученный угол, после чего определить размах объекта по вертикали и горизонтали. Из полученных значений большее равно значению  $2a$ , меньшее -  $2b$ . Этот способ очень прост, но слишком чувствителен к искажениям формы.

Второй способ основан на использовании признаков, инвариантных к сдвигу и повороту. В этом случае полуоси эллипса находятся из системы уравнений, в которую входят два признака: площадь -  $\bar{I}_{00}$  и момент инерции -  $I = \bar{I}_{20} + \bar{I}_{02}$ . Эти признаки выражаются через моментные функции, которые

вычисляются при проведении сегментации изображения. Для бинарного изображения формула для моментных функций имеет вид:

$$E_{kl} = \iint_D x^k y^l dx dy. \quad (2)$$

Момент  $E_{00}$  равен площади объекта. Центр тяжести объекта вычисляется по формулам:  $x_0 = E_{10} / E_{00}$ ;  $y_0 = E_{01} / E_{00}$ . Зная центр тяжести, можно записать общую формулу для нахождения признаков, инвариантных к сдвигу:

$$\bar{I}_{kl} = \iint_D (x - x_0)^k (y - y_0)^l dx dy. \quad (3)$$

Используя (3) получают следующие выражения для центральных моментов:

$$\bar{I}_{00} = E_{00}; \quad \bar{I}_{20} = E_{20} - \frac{E_{10}^2}{E_{00}}; \quad \bar{I}_{02} = E_{02} - \frac{E_{01}^2}{E_{00}}.$$

По формулам (2), (3) определяются теоретические значения признаков-инвариантов

$$\bar{I}_{00} = \pi ab; \quad \bar{I}_{20} = \frac{1}{4} \pi a^3 b; \quad \bar{I}_{02} = \frac{1}{4} \pi ab^3.$$

Система уравнений для нахождения полуосей имеет вид:

$$\begin{cases} S = \pi ab \\ I = \frac{\pi ab}{4} (a^2 + b^2). \end{cases}$$

Решение системы относительно  $a$  и  $b$  приводит к следующим значениям полуосей:

$$a = \frac{1}{\sqrt{S}} \sqrt{2I + \sqrt{4I^2 - S^4} / \pi^2}$$

$$b = S / \pi a$$

По формуле (1) вычисляется скорректированная оценка площади, занимаемой отдельным элементом вихревой структуры.

Отметим, что изображения данного вида возникают при таких условиях обтекания цилиндрического тела, когда число Рейнольдса находится в диапазоне 60÷200. Таким образом, предложенный алгоритм оценки геометрических параметров вихревого следа за цилиндрическим телом в потоке жидкостей и газов может быть использован в аэрогидродинамическом эксперименте, при проектировании и доводке двигателей, а также в учебно-образовательном процессе.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Альбом течений жидкости и газа: пер. с англ. /Составитель *М.Ван-Дайк* - М.:Мир, 1986 - 184 с.
2. *Идельчик И.Е.* Справочник по гидравлическим сопротивлениям /Под ред. М.О. Штейнберга - М.: Машиностроение, 1992 - 672 с.
3. *Волков Л.Д., Короткин А.И., Трещевский В.Н.* Некоторые направления аэродинамических исследований в судостроении. Труды конференции, посвящённой 100-летию ЦНИИ им. акад. А.Н. Крылова, секция В. СПб.: 1994.
4. *Saito S., Takagi S., Sawada T.* Karman vertex velocimeter with a generator of very small diameter - Fluid Power proceedings of the third JHPS International Symposium of fluid power, Yokohama, 96. - p. 549-553.

## ESTIMATION OF EDDY TRACK GEOMETRICAL PARAMETERS IN THE FLOWS OF LIQUIDS AND GASES

© 1999 N.D. Bystrov<sup>1</sup>, N.Yu. Il'yasov<sup>2</sup>, A.V. Ustinov<sup>2</sup>

<sup>1</sup>Institute of Machines Acoustics, Samara

<sup>2</sup>Image Processing System Institute of Russian Academy of Sciences, Samara

The paper presents method for estimation of geometrical parameters of eddy track, which emerges when stream of liquid is flowing along a cylindrical obstacle. The algorithm for realizing of this method is also given.

УДК 629.7.063.6.

## ГАЗОЖИДКОСТНАЯ ОЧИСТКА ТРУБОПРОВОДНЫХ МАГИСТРАЛЕЙ ИЗДЕЛИЙ, РАБОТАЮЩИХ ПРИ НИЗКОМ РАБОЧЕМ ДАВЛЕНИИ

© 1999 В.М. Решетов, В.И. Санчугов

Институт акустики машин, г. Самара

Разработана технология и создан стенд для газожидкостной очистки трубопроводных магистралей изделий, работающих при низком рабочем давлении. Принцип работы стенда заключается в частичном дозированном заполнении магистралей изделия порцией жидкости и проталкивании этой порции воздухом под давлением, не превышающем рабочего значения. Приведены результаты теоретических и экспериментальных исследований параметров газожидкостной смеси, выполнена оценка эффективности процесса очистки.

Одним из важнейших условий обеспечения функциональной и параметрической надежности гидравлических систем изделий машиностроения является соблюдение промышленной чистоты циркулирующей в системе жидкости.

Общеизвестно [1, 2], что присутствие в жидкости посторонних частиц и веществ (продуктов механической обработки, пыли, остатков шлифовальных и доводочных паст, сколы микронеровностей резьбовых поверхностей и т.д.) является одной из основных причин появления отказов и неисправностей в работе гидравлических систем.

Очистка трубопроводных магистралей изделий, работающих при низких рабочих давлениях (теплообменников, термоплат, панелей и т.д.) является весьма сложной задачей, связанной с ограничениями по давлению (не более 0,25...2,0 МПа (2,5...20 кГ/см<sup>2</sup>)), значительным гидросопротивлением (от 0,03 до 1,5 кГ/см<sup>2</sup>) и объемом (от 0,5 до 300·10<sup>-3</sup> м<sup>3</sup> (0,5...300 л)), обусловленных большой протяженностью и разветвленностью магистралей.

В настоящее время очистка изделий низкого давления осуществляется путем прокачки моющей жидкости (чаще всего очищенным керосином или бензином) с расходами от 15 до 200·10<sup>-6</sup> м<sup>3</sup>/с (0,9...12 л/мин). При этом скорость рабочей жидкости не превышает 0,6 м/с для эквивалентного диаметра магистрали 22·10<sup>-3</sup> м. Проведен анализ эффективности действующей технологии путем отбора проб жидкости на входе и выходе промываемого

изделия, представляющего собой панель с внутренним диаметром 18 мм на следующих режимах: давление нагнетания за насосом  $P_{\text{нагн.}} = 1,35$  кГ/см<sup>2</sup>, давление на входе и выходе из изделия  $P_{\text{вх.}} = 0,5$  кГ/см<sup>2</sup>,  $P_{\text{вых.}} = 0,15$  кГ/см<sup>2</sup>, объемный расход  $Q = 22$  л/мин.

Результаты анализа показали, что технологический процесс очистки обладает очень низкой эффективностью, так как за все время очистки количество частиц загрязнений, выносимых из изделия, незначительно превышает количество частиц, попадающих в изделие с моющей жидкостью. Об этом свидетельствуют и результаты наложения на изделие вибраций, при которых количество частиц на выходе резко возрастает.

Анализ существующих подходов к решению проблемы позволил сделать вывод о том, что использование таких интенсифицирующих методов, как очистка нестационарным (пульсирующим) потоком (необходимое минимальное давление  $P_{\text{min}} \geq 3,0$  МПа) и искусственное введение твердых частиц в данном случае [1, 2, 5] не представляется возможным. Наиболее приемлемым является использование газожидкостного потока. В настоящее время разработан технологический процесс газожидкостной очистки с непрерывным вводом газа в поток жидкости, установлены оптимальные объемные газосодержания смеси  $\beta$ , которые равны при отрыве  $\beta = 0,74 \dots 0,81$  и выносе  $\beta = 0,55 \dots 0,6$  частиц загрязнений. Однако и здесь существуют ограничения в связи с разветвленностью очи-



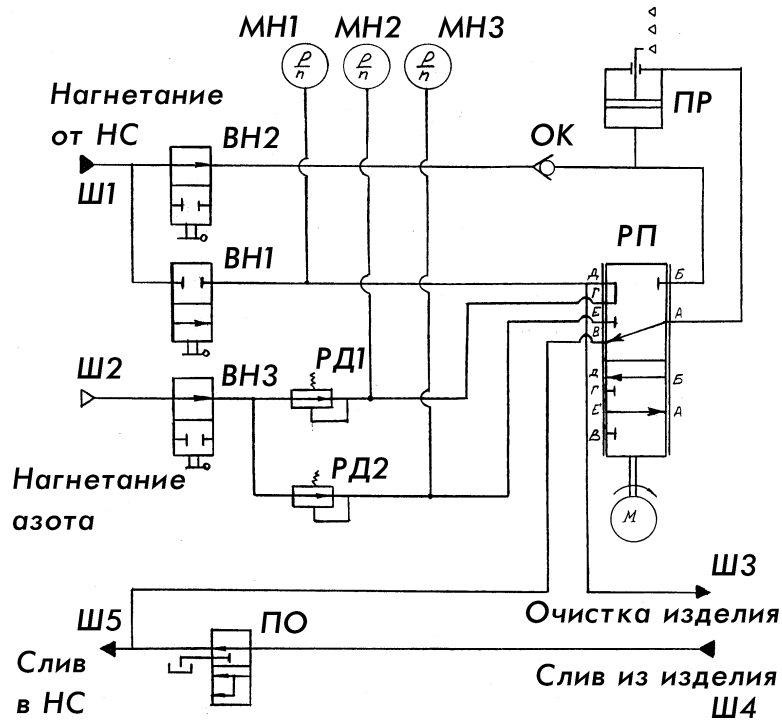


Рис. 1. Принципиальная схема стэнда

щаемых каналов и их высоким гидросопротивлением.

С целью дальнейшего совершенствования процесса очистки разработан технологический процесс, заключающийся в частичном дозированном заполнении магистралей изделия порцией жидкости и проталкивании этой порции очищенным газом (воздухом) под давлением, не превышающим рабочего значения.

Процесс очистки газожидкостным потоком может быть представлен как трехфазная система (газ, жидкость, твердое тело) с четкими границами раздела фаз, полагая, что фазовые превращения отсутствуют. Такая система характеризуется рядом свойств, таких как смачивание, адгезионное взаимодействие, капиллярное давление, поверхностное натяжение на границе двух текущих фаз (газ-жидкость). Предварительные расчеты показали, что значения работы, затрачиваемой газом на адгезионный отрыв жидкости ( $\sim 0,05$  Дж), количества жидкости, оставшейся на стенках трубопровода ( $l_{ост.} < 3$  мм при  $d_y = 6$  мм), капиллярного давления (менее 10 Па) малы и ими можно пренебречь.

Разработанный процесс очистки рас-

сматривался в общем виде как совокупность движения столбиков газа, заключенных между столбиками жидкости, с учетом потерь давления на трение газа и жидкости по длине трубопровода ( $L$ ) диаметром ( $d$ ) и на изменение состояния газа при его расширении по изотермическому закону, поскольку относительная длина трубопровода ( $L/d$ ) обычно велика.

В результате теоретического совмещения расчетов и формул, описывающих отдельно газовое и жидкостное трение по трубопроводу, составлена методика расчета газожидкостного течения, позволяющая определить параметры потока во входном сечении: давление на входе в трубопровод и скорость движения столбика жидкости на начальном участке. Расчет параметров производится путем последовательных решений на ЭВМ системы уравнений:

$$P_{ki} = \lambda (l_{ж}/d) \gamma (v_{ki}^2/2g) + P_{hi-1};$$

$$P_{hi} = \{P_{ki}^2 + \xi [I_1 P_{k1} v_{k1}^2 / (RTd) (1/P_{ki})]\}^{1/2};$$

$$v_{ki+1} = v_{ki} - P_{k1} v_{k1} (1/P_{ki} - 1/P_{ki+1}),$$

где  $P_{k1}$  - давление газа на входе в трубопровод;

$P_{ni}, P_{ki}$  - давление газа в сечении, находящемся соответственно ближе к началу и концу трубы;

$\xi$  - коэффициент потерь на трение газа;

$R$  - универсальная газовая постоянная;

$T$  - температура газа;

$l_1$  - длина столбика газа в начале трубы;

$v_{ki}, v_{ki+1}$  - скорости столбика жидкости соответственно на входе, в  $i$ -м и  $(i+1)$ -м сечениях трубы;

$l_ж$  - длина столбика жидкости;

$d$  - внутренний диаметр трубопровода;  
 $\lambda$  - коэффициент сопротивления жидкости;

$\gamma$  - удельный вес жидкости.

Главным условием достижения заданного класса чистоты трубопроводов по ГОСТ 17216-71 является создание на стенках трубопровода соответствующих значений касательного напряжения ( $\tau_{потр.}$ ) [2]. Так, например, для достижения 6-го класса чистоты необходимо создать касательное напряжение,

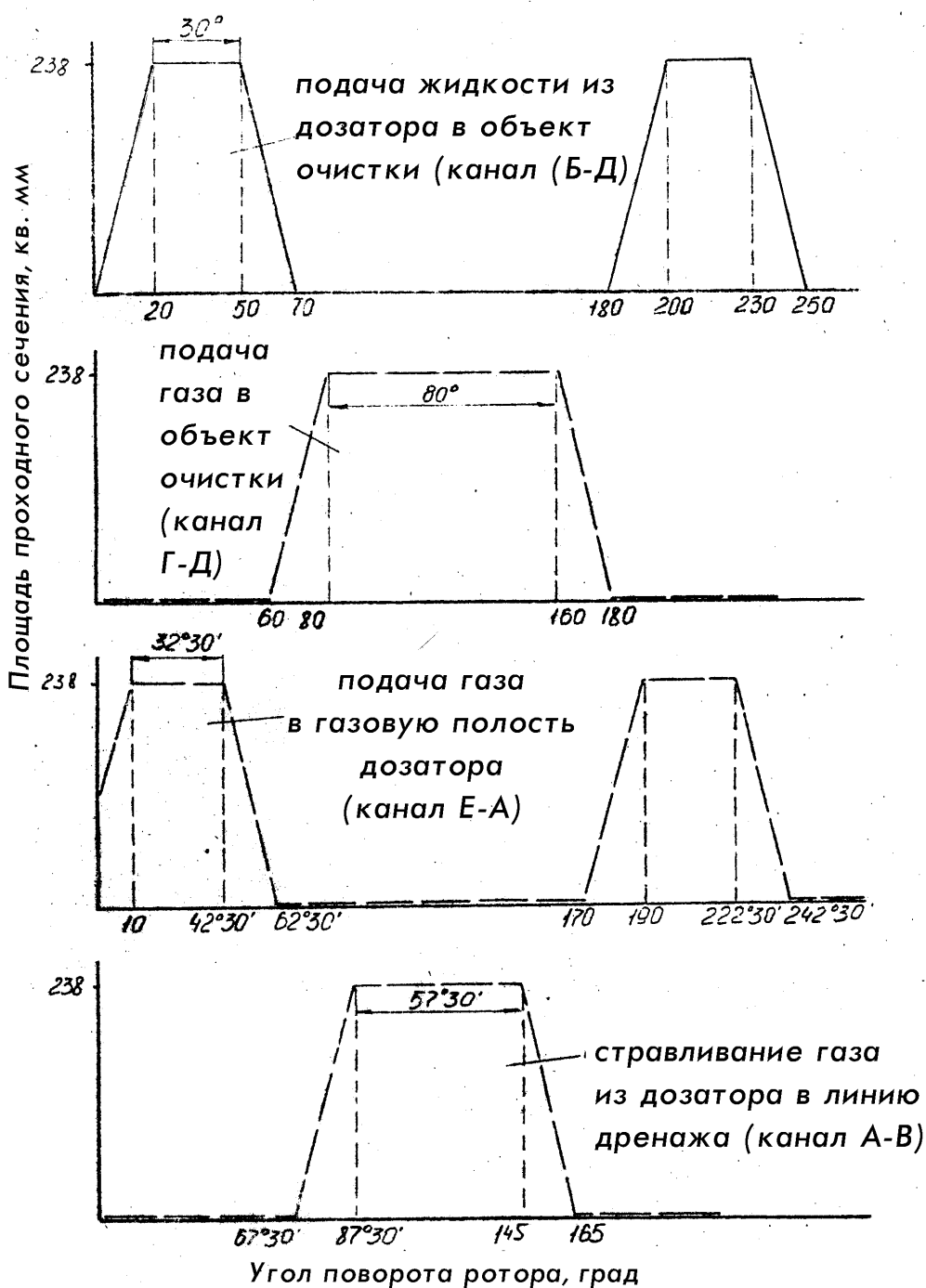


Рис. 2. Циклограмма работы распределителя

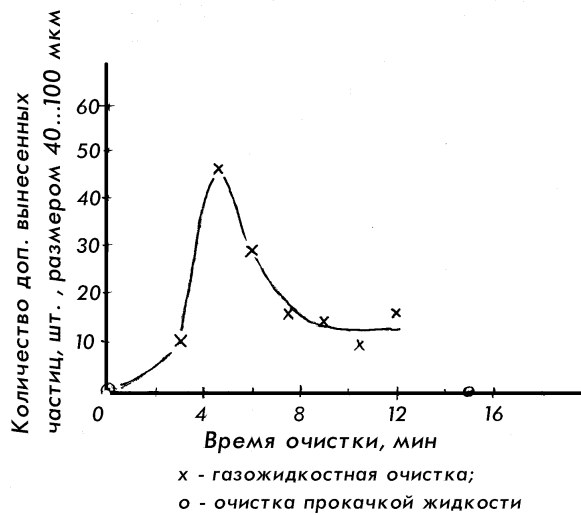


Рис. 3. Сравнительный анализ эффективности газожидкостного и стационарного способов очистки

равное 2000 Па, тогда средняя по сечению минимально необходимая скорость для жидкости АМГ-10 ( $\rho=850 \text{ кг/м}^3$ ) равна

$$v_o = [8\tau_{\text{потр.}} / (\xi\rho)]^{1/2} \approx 28 \text{ м/с.}$$

Проведенные исследования влияния параметров процесса на значения потребного давления на входе и длины промываемого трубопровода при потребной скорости на входе  $v_{\text{вх}} = v_o$  показали следующее.

1. Наиболее существенное влияние на длину очищаемого трубопровода оказывают его внутренний диаметр, давление на входе и длина столбика газа. При этом для протяженных газовых участков (более 20 м) при повышении давления на входе наблюдается уменьшение длины эффективно очищаемого трубопровода. Это позволяет увеличивать длину очищаемого трубопровода при небольших давлениях на входе.

2. Увеличение длины столбика жидкости приводит к незначительному уменьшению длины эффективно очищаемого трубопровода и резкому увеличению давления на входе.

3. Увеличение касательных напряжений из-за перестройки профиля скоростей жидкости по сечению трубопровода приводит к снижению потребной скорости на входе в трубопровод.

Данные выводы были подтверждены

экспериментальными исследованиями, проведенными на натурном трубопроводе длиной 92 м и внутренним диаметром  $d_y = 10 \text{ мм}$ . При этом определялось оптимальное соотношение столбиков жидкости ( $l_{\text{ж}} = 0,05; 0,1; 0,3; 0,5$ ) и газа ( $l_{\text{г}} = 5; 10; 15; 30$ ) по соотношению скорости движения столбика жидкости и давления на входе в трубопровод. Наибольшая скорость течения смеси при наименьших энергозатратах получалась при соотношении  $l_{\text{г-ж}} = l_{\text{ж}} / l_{\text{г}} = 0,1/15$  для данного трубопровода ( $v_{\text{пл}} = 15 \text{ м/с}$ ). Кроме этого, установлено, что при увеличении давления на входе свыше 2,0 МПа скорость течения увеличивается незначительно, поэтому увеличение давления свыше 2,0 МПа для данного трубопровода нецелесообразно. При этом сказывается эффект газового течения по трубам круглого сечения.

На основе проведенных исследований был разработан и изготовлен стенд ПГЖ 01.00.000 для газожидкостной очистки трубопроводных магистралей изделий низкого давления, схема которого представлена на рис. 1. Основными устройствами стенда являются дозатор-порционер (ПР) и дроссельный распределитель (РП). Дозатор обеспечивает формирование и контроль объема порций жидкости, а распределитель организует выдачу этих порций в изделие и проталкивание их по каналам изделия. Работа стенда осуществляется в автоматическом режиме в соответствии с циклограммой (рис. 2). Очищенная жидкость от насосной станции через штуцер Ш1, открытый вентиль ВН2 (вентиль ВН1 закрыт), обратный клапан ОК поступает в полость дозатора и к штуцеру "Б" распределителя. При этом газовая полость дозатора через канал распределителя "А-В" сообщается со сливной линией стенда. Происходит заполнение полости дозатора. Газ через штуцер Ш2, редуктор давления РД1 и канал распределителя "Г-Д" поступает в очищаемое изделие ( $87^{\circ}30' - 145^{\circ}$ ). При угле поворота  $145^{\circ} - 165^{\circ}$  каналы "А-В", "Г-Д" распределителя закрываются и подача газа в изделие прекращается. При дальнейшем повороте распределителя ( $180^{\circ}$ ) газ от редуктора РД2 поступает через канал "Е-А" в газовую полость дозатора. Под давлением газа жидкость по каналу "Б-Д" поступает в очищаемое изделие.

После этого канал “Б-Д” закрывается и цикл очистки повторяется.

Экспериментальная оценка эффективности разработанного технологического процесса проводилась в ГНП РКЦ “ЦСКБ-Прогресс” (г. Самара) при повторной очистке предварительно промытой по действующей технологии в течение 6 часов панели. В качестве насосной станции использовался стенд центробежной очистки гидрожидкостей СОГ-904, запрограммированный керосином. В качестве источника воздуха - магистраль высокого давления с установленными в ней дополнительными фильтрами. Анализ чистоты проб жидкости выполнялся на приборе АЗЖ-905.

Эффективность газожидкостного способа очистки оценивалась по числу дополнительно выносимых частиц загрязнений из каналов изделия, предварительно очищенных по действующей технологии.

Оценка чистоты изделия по действующей технологии осуществлялась при подаче потока жидкости из стенда СОГ-904 через вентиль ВН1 (вентиль ВН2 закрыт) в изделие при выключенном распределителе РП. Давление на входе в изделие составило 0,11 МПа (1,1 кг/см<sup>2</sup>). Эффективность очистки определялась как разность количества частиц загрязнений между входом  $N_{вх}$  и выходом  $N_{вых}$ :  $\Delta N = N_{вых} - N_{вх}$ . Результаты анализов проб жидкости показали, что по условиям действующей технологии изделие считается промытым и удовлетворяющим ТУ (отсутствуют механические частицы размером более 40 мкм).

Очистка изделия по разработанной технологии проводилась при том же давлении нагнетания керосина путем включения привода распределителя РП и установления ча-

стотой вращения объема порции жидкости, равного 250 см<sup>3</sup> при открытом вентиле ВН2 и закрытом ВН1. Очистка осуществлялась поэтапно по 10 порций жидкости, продолжительность этапов составляло около 1,5 мин. Через каждые 10 порций срабатывания дозатора-порционера РП осуществлялся отбор проб жидкости на анализ. Через 75 порций распределитель был выключен и в течение 3 минут была реализована прокачка керосина без воздуха, произведен отбор жидкости на анализ.

В результате сравнительного анализа (рис. 3) установлено, что разработанная технология позволяет значительно (в 10-20 раз) сократить длительность процесса, снизить энергоемкость очистки рабочей жидкости и повысить объективность анализа отбираемых проб жидкости.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Белянин П.Н., Данилов В.М.* Промышленная чистота машин. - М.: Машиностроение, 1982.- 224 с.
2. *Тимиркеев Р.Г., Сапожников В.М.* Промышленная чистота и тонкая фильтрация рабочих жидкостей летательных аппаратов. -М.: Машиностроение, 1986.- 152 с.
3. *Абрамович Г.Н.* Прикладная газовая динамика. -М.: Наука, 1976. – 447 с.
4. *Гликман Б.Ф.* Нестационарные течения в пневмогидравлических цепях. -М.: Машиностроение, 1979.-256 с.
5. Совершенствование технологического процесса промывки гидравлических каналов изделий: Технический отчет/САИ (СГАУ), НПО “Импульс”; Руководитель *В.И. Санчугов.* -Самара, 1991.

#### GAS-FLUID CLEANING OF LOW-PRESSURE PIPELINES

© 1999 V.M. Reshetov, V.I. Sanchugov

Institute of Machines Acoustics, Samara

The technology for gas-fluid cleaning of low-pressure pipelines was developed and corresponding test bench was created. The operating principle of this bench is based on partial volumetric feed of fluid and propelled them by gas pressure, which is not bigger then operational one. The performance of gas-fluid cleaning was demonstrated. It is estimated that this method can decrease the operating time by the factor 10...20.

## ИНТЕНСИФИКАЦИЯ ПРОЦЕССА ОЧИСТКИ ВНУТРЕННИХ ПОЛОСТЕЙ ГИДРОЦИЛИНДРОВ ПНЕВМОГИДРОУДАРНЫМ МЕТОДОМ

© 1999 С.С. Мещеряков, В.П. Показеев, В.М. Решетов

Институт акустики машин, Самара

В статье изложены основные понятия и расчеты нового технологического процесса очистки гидроцилиндров, основанного на подаче моющей жидкости под давлением в полость, заполненную газом при атмосферном давлении.

Как свидетельствуют данные производства, очистка гидроцилиндров ввиду наличия застойных зон, сложной конфигурации внутренней поверхности и большой их площади является сложной технической задачей. Используемые при этом методы и техническое оборудование не обеспечивают требуемое качество очистки.

С целью совершенствования процессов очистки в последние годы разработан ряд технологий, основанных на использовании пульсаций давления и расхода моющей жидкости [1]. При этом мгновенные значения расхода жидкости  $G_{гц}$  на входе в гидроцилиндр определяются двумя составляющими: постоянным расходом, обусловленным перемещением штока  $G_{шт}$  и динамическим расходом  $G_{дин}$  за счет сжимаемости жидкости и деформации конструкции гидроцилиндра.

Использование пульсирующего потока при очистке полостей гидроцилиндров обеспечивает повышение качества процесса, но приводит к значительным колебаниям давления моющей жидкости. В некоторых случаях эти колебания достигают недопустимые значения [2].

Поэтому совершенствование технологических процессов очистки гидроцилиндров является актуальной задачей.

С целью дальнейшего совершенствова-

ния процесса авторами разработан новый технологический процесс, основанный на том, что подача моющей жидкости под давлением осуществляется в полость, заполненную газом при атмосферном давлении. При этом, за счет значительно большей упругости газа, расходы жидкости могут быть значительно увеличены.

В ходе выполнения работы были проведены расчеты процесса заполнения полости в системе, представленной на Рис. 1.

Схема включает в себя пневмогидроаккумулятор (ПГА) - 1, распределитель - 2, очищаемый гидроцилиндр - 3 и соединительные магистрали - 4 и 5. Эквивалентная расчетная модель рассматриваемой системы представлена в виде схемы, изображенной на Рис. 2.

В схеме обозначено  $C_1$  - емкость, отражающая свойства заряженного ПГА;  $B$  - выключатель, эквивалентный гидрораспределителю;  $R\Sigma(Q)$  - активное сопротивление, отражающее потери в распределителе и соединительных магистралях,  $R\Sigma(Q) = R_{м4} + R_{м5} + R_{р2}$ ;  $L_{эkv}$  - эквивалентная индуктивностью отражающая инерционность жидкости в магистралях и распределителе  $L_{эkv} = L_{м4} + L_{м5} + L_{р2}$ ;  $C_2$  - очищаемая полость гидроцилиндра.

В общем случае анализ переходного процесса в рассматриваемой системе сводится к решению классического интегро - дифферен-

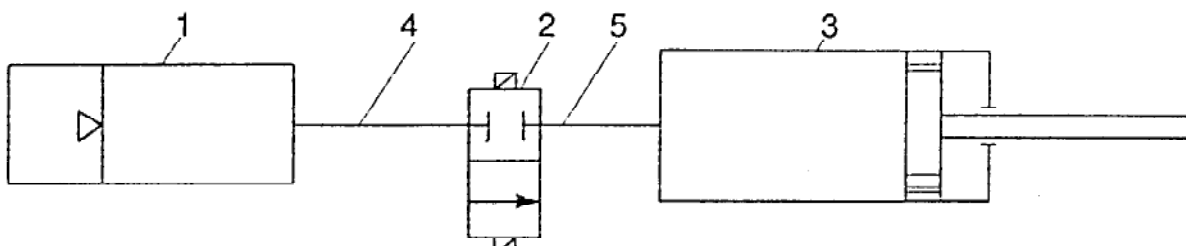


Рис.1. Расчетная модель процесса заполнения жидкостью очищаемой полости

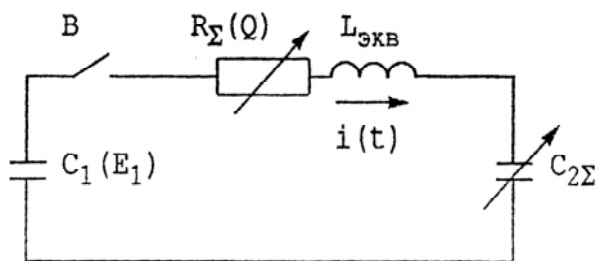


Рис. 2. Эквивалентная электрическая схема

циального уравнения вида:

$$R(i)i + L_{\text{ЭКВ}} \frac{di}{dt} + \frac{1}{C_2} \int idt = E_p(t) \quad (1)$$

Потери на проводящем трубопроводе и распределителе могут быть рассчитаны по классическим соотношениям стационарной гидравлики. Емкость  $C_2$  для каждого момента времени процесса заполнения полости гидроцилиндра на первом этапе определена с учетом сжатия воздуха по адиабатическому закону, а затем - сжатия жидкости с уменьшающимся содержанием растворенного газа. Изменение ЭДС источника (ПГА) рассчитано по изоэнтропийному закону снижения давления в газовой полости без учета инерционности поршня.

Решение данного уравнения с учетом нелинейности активного сопротивления представляет значительные трудности. Поэтому анализ переходного процесса проводился методом целочисленного решения для конкретных вариантов стендовой системы при очистке подкое - цилиндра основной стойки шасси самолета Ту - 154.

В процессе расчета использовался метод "прогноз-коррекция" описанный в работе [3].

Результаты расчетов показали следующее:

1. Мгновенные расходы жидкости могут в 10 раз и более превышать расходы, реализуемые при простом срабатывании гидроцилиндра.

2. Процесс заполнения емкости составляет 2...5 сек.

При этом конечное время срабатывания распределителя может не учитываться.

3. Соединительные магистрали системы стенда должны иметь минимальную длину и возможно большую площадь проходного сечения.

На основе расчетов был спроектирован и изготовлен стенд для очистки подкос - цилиндра, схема которого представлена на Рис. 3, 4.

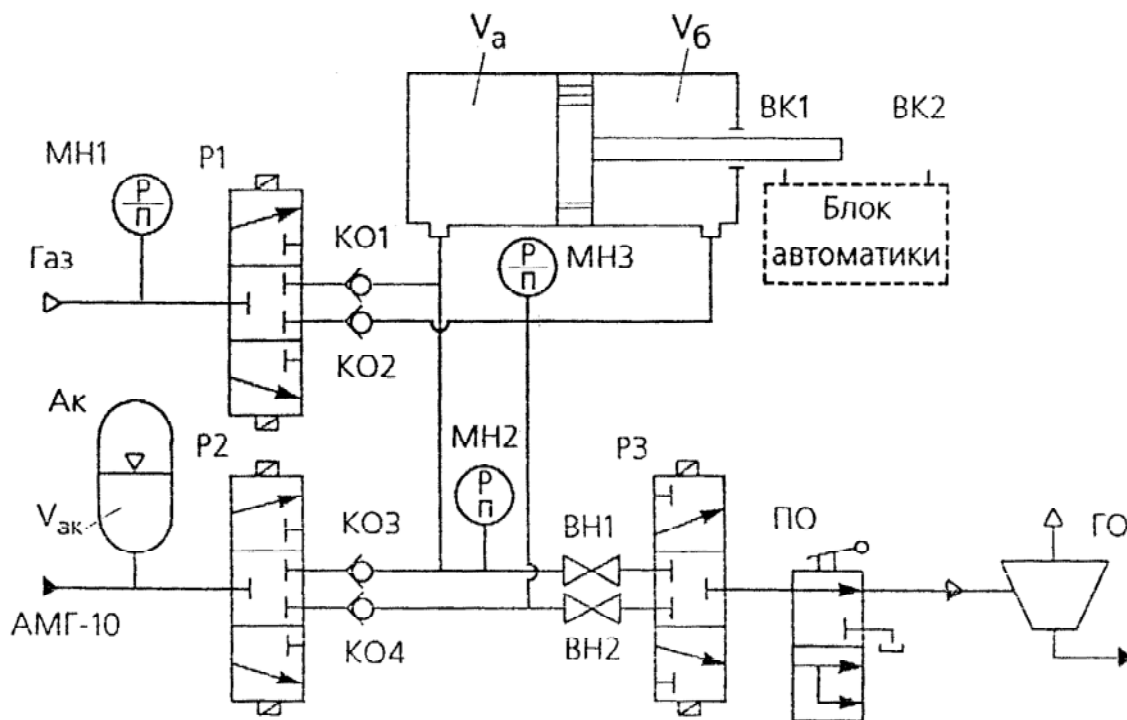


Рис. 3. Схема стенда для газожидкостной очистки внутренней поверхности гидроцилиндра: Ак - пневмогидроаккумулятор; ГО - газоотделитель; ВН1, ВН2 - вентили; КО1...КО4 - клапаны обратные; ПО - проторник; P1...P3 - распределители; МН1...МН3-манометры

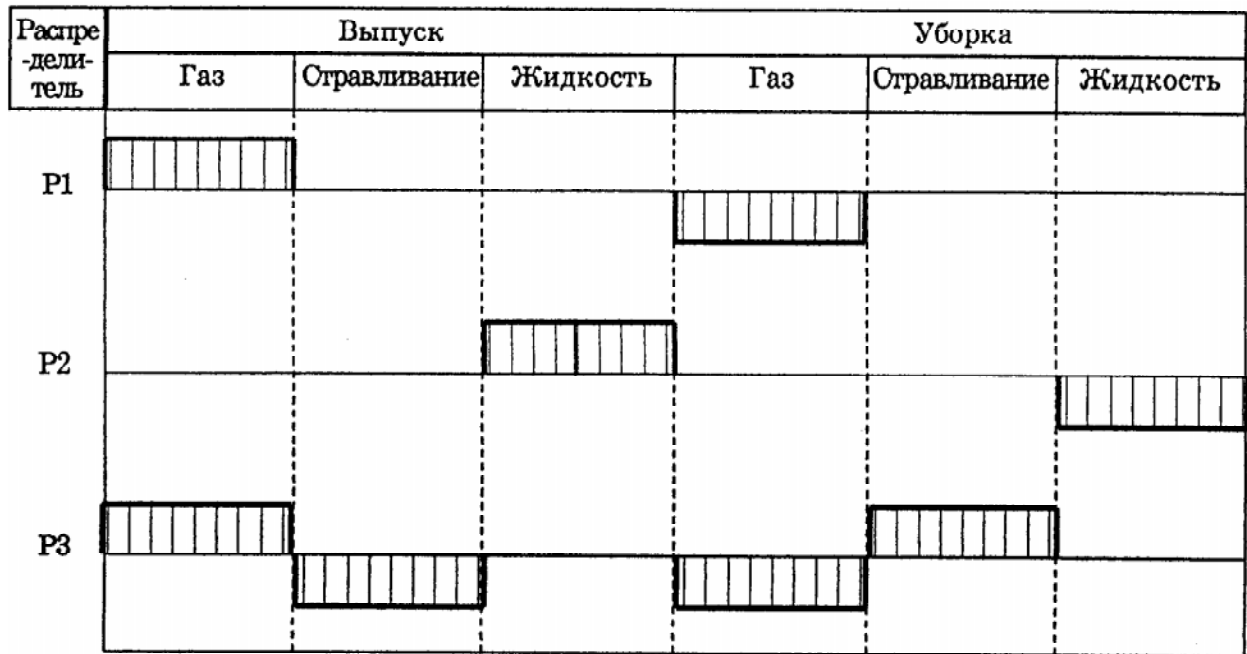


Рис. 4. Циклограмма работы стэнда

Принцип действия стэнда заключается в следующем. От газовой магистрали через распределитель P1 газ подается в одну из полостей гидроцилиндра на увеличение объема полости. При достижении максимального объема избыточное давление газа сбрасывается с помощью распределителя P3. После

этого жидкость под давлением от пневмогидроаккумулятора через распределитель P2 поступает в полость гидроцилиндра. Процесс заполнения заканчивается при выравнивании давления в питающей гидролинии и очищаемой полости гидроцилиндра. После этого срабатывает распределитель P3, обеспечивая слив

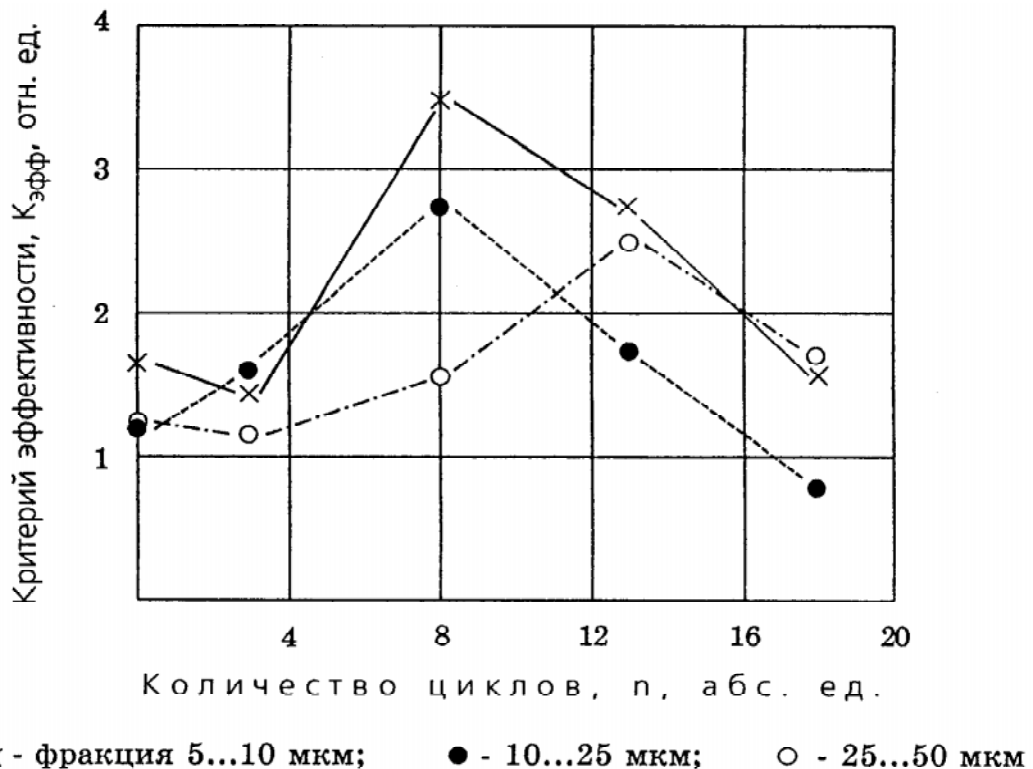


Рис. 5. Сравнительный анализ эффективности газожидкостного и стационарного способов очистки

сжатой жидкости из полости. Распределитель Р1 открывает подачу газа в противоположную полость и процесс повторяется.

Экспериментальная оценка качества разработанного технологического процесса осуществлялась в ОАО “АВИАКОР” на серийно выпускаемых гидроцилиндрах 154.80.4102.600 [4].

Эффективность разработанной технологии оценивалась в сравнении с традиционной очисткой путем перекадки штока (обычно около 100 циклов). При этом полость “А” очищалась газожидкостным способом, а полость “Б” (штоковая) традиционным стационарным способом. Критерием эффективности служило относительное количество выносимых частиц загрязнений с учетом объемов и площадей внутренних поверхностей полостей “А” и “Б”.

$$K_{эф} = \frac{\Delta N_A \cdot V_A \cdot S_B}{\Delta N_B \cdot V_B \cdot S_A}, \quad (2)$$

где  $\Delta N_i = N_{вых} - N_{вх}$  - количество выносимых частиц загрязнений;

$N_{вых}, N_{вх}$  - количество частиц загрязнений в стандартной пробе жидкости (100 см<sup>3</sup>), отобранной соответственно при заполнении и сливе жидкости из полости гидроцилиндра;

$V_A, V_B, S_A, S_B$  - соответственно объем и площадь внутренней полостей “А” и “Б” гидроцилиндра.

Результаты сравнительного анализа (Рис.5) показали, что эффективность разработанного способа газожидкостной очистки по критерию  $K_{эф}$ , по сравнению с существующим стационарным способом, возросла в 2 . . . 3 раза, а время очистки сократилось со 100 до 20 циклов срабатывания гидроцилиндра.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. РТМ 1727-89 “Системы гидравлические летательных аппаратов. Методы обеспечения частоты жидкостей при гидродинамической промывке”. - Введ. 01.01.90. - М.: 1989 - 68с.: ил.
2. Методы и средства гидродинамической промывки трубопроводов и агрегатов гидравлических систем аппаратов. Технический отчет КуАИ, Куйбышев, № Гос. регистрации 01.860039839, 1988, Жуков К.А., Санчугов В.И.
3. Волков Е.А. Численные методы. [Учебное пособие для инж. - техн. Спец. Вузов] - 2-е изд., испр. - М.: Наука, 1987. - 248 с.
4. Технический отчет по результатам контрольно-сдаточных испытаний стенда гидродинамической промывки агрегатов шасси ПГЖ 02.00.000. Технический отчет ОАО “АВИАКОР”, Самара, № регистрации ОПЧ-07-92, 1992г.

### PNEUMOHYDRO-IMPACT METHOD TO INTENSIFY THE CLEANING PROCESS OF HYDROCYLINDERS' INNER CAVITIES

© 1999 S.S. Meshcheryakov, V.P. Pokaseev, V.M. Reshetov

Institute of Machines Acoustics, Samara

The paper considers main notions and calculations for a new technological process of hydrocylinders cleaning. The process is based on supply of detergent fluid under pressure to the cavity, which is filled by gas of atmospheric pressure.