



**ВЕСТНИК
НАЦИОНАЛЬНОГО ТЕХНИЧЕСКОГО
УНИВЕРСИТЕТА**

«ХПИ»

35'2008

Харьков

**ВЕСТНИК
НАЦИОНАЛЬНОГО ТЕХНИЧЕСКОГО
УНИВЕРСИТЕТА «ХПИ»**

**Сборник научных трудов
Тематический выпуск**

35'2008

«Технологии в машиностроении»

Издание основано Национальным техническим университетом «Харьковский политехнический институт» в 2001 году

**Государственное издание
Свидетельство Госкомитета по ин-
формационной политике Украины
КВ № 5256 от 2 июля 2001 года**

**КООРДИНАЦИОННЫЙ СОВЕТ:
Председатель**
Л.Л.Товажнянский, д-р техн. наук, проф.

Секретарь координационного совета
К.А.Горбунов, канд. техн. наук, доц.

А.П.Марченко, д-р техн. наук, проф.;
Е.И.Сокол, д-р техн. наук, проф.;
М.Д.Годлевский, д-р техн. наук, проф.;
А.И.Грабченко, д-р техн. наук, проф.;
В.Г.Данько, д-р техн. наук, проф.;
В.Д.Дмитриевский, д-р техн. наук, проф.;
В.Б.Клепиков, д-р техн. наук, проф.;
В.И.Кравченко, д-р техн. наук, проф.;
В.А.Лозовой, д-р фил. наук, проф.;
О.К.Морачковский, д-р техн. наук, проф.;
М.И.Рыщенко, д-р техн. наук, проф.;
В.Б.Самородов, д-р техн. наук, проф.;
В.П.Себко, д-р техн. наук, проф.;
В.И.Таран, д-р техн. наук, проф.;
Ю.В.Тимофеев, д-р техн. наук, проф.;
Б.Т.Бойко, д-р техн. наук, проф.;
А.Ф.Кириченко, д-р техн. наук, проф.;
Е.И.Юносова, д-р техн. наук, проф.

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

Ответственный редактор:
Ю.В.Тимофеев, д-р техн. наук, проф.

Ответственный секретарь:
В.В.Фролов, канд. техн. наук, доц.

С.С.Добротворский, д-р техн. наук,
проф.;
В.Е.Карпуть, д-р техн. наук, проф.;
А.Я.Мовшович, д-р техн. наук, проф.;
Ю.А.Сизый, д-р техн. наук, проф.;
В.Д.Хицан, д-р техн. наук, проф.;
А.А.Пермяков, д-р техн. наук, проф.;
А.Н.Шелковой, д-р техн. наук, доц.;

Адрес редколлегии: 61002, Харьков,
ул. Фрунзе, 21. НТУ «ХПИ».
Каф. ИТМ им. М.Ф. Семко,
тел. (057) 706-41-43

Харьков НТУ «ХПИ» 2008

Вісник Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут». Збірник наукових праць. Тематичний випуск: Технології в машинобудуванні. – Харків: НТУ «ХПІ». – 2008. – № 35. – 128 с.

В збірнику представлені теоретичні та практичні результати наукових досліджень та розробок, що виконані викладачами вищої школи, аспірантами, науковими співробітниками різних організацій та установ в галузі машинобудування, металорізального обладнання, оснащення та засобів автоматизації.

Для викладачів, наукових співробітників, спеціалістів.

В сборнике представлены теоретические и практические результаты исследований и разработок, выполненных преподавателями высшей школы, аспирантами, научными сотрудниками различных организаций и предприятий в области технологии машиностроения, металлорежущего оборудования, оснастки и средств автоматизации.

Для преподавателей, научных сотрудников, специалистов.

**Рекомендовано до друку Вченою радою НТУ «ХПІ»
Протокол № 7 від «4» липня 2008 р.**

© Національний технічний університет «ХПІ»

УДК 621.753.4

В.Н. БЕЛИК

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЖЕСТКОСТИ УНИФИЦИРОВАННОЙ ПЕРЕНАЛАЖИВАЕМОЙ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ ОСНАСТКИ МЕТОДОМ ГОЛОГРАФИЧЕСКОЙ ИНТЕРФЕРОМЕТРИИ

У процесі конструювання технологічного оснащення розглянуті питання твердості переналагоджуваних верстатних пристосувань, призначених для точної механічної обробки деталей на верстатах типу ОЦ. При дослідженнях застосований сучасний метод голографічної інтерферометрії.

Точность обработки деталей, изготавливаемых на металлообрабатывающих станках, во многом зависит как от возможностей применяемого металлорежущего оборудования, так и от технических характеристик используемой технологической оснастки. В частности, недостаточная жесткость станочных приспособлений может существенно понизить класс достижимой точности станка и ухудшить качество обработки деталей. Стремление повысить прочностные и жесткостные характеристики оснастки за счет увеличения толщины стенок конструкций, массивности базовых оснований и т. п. приводит к росту ее металлоемкости и понижению мобильности, что особенно нежелательно для переналаживаемых и универсальных конструкций. Поэтому на стадии разработки технологической оснастки необходимы соответствующие инженерные расчеты и экспериментальная проверка конструктивных параметров, обеспечивающих выполнение условий жесткости, прочности, надежности и металлоемкости.

Комплекты унифицированной переналаживаемой технологической оснастки предназначены для оснащения деталей при механической обработке на стенках ОЦ мод. ИР-500, ИР-320, ОЦФ-1 и других, состоят из базовых приспособлений и плит-спутников с сетками координатно-фиксирующих отверстий или Т-образных пазов. В комплект также входят крепежные и установочно-зажимные элементы.

Сменные плиты могут использоваться со всеми базовыми приспособлениями для монтажа определенной компоновки. При этом конструкции базовых приспособлений максимально облегчены с целью экономии металла, повышения мобильности и снижения нагрузки на подшипники стола станка. Крепление приспособлений на столе осуществляется при помощи специальных болтов, входящих в комплект; усилие затяжки контролируется посредством динамометрического ключа.

Универсальность конструкций базовых приспособлений комплектов УПТО-ОЦ, оперативность и незначительные материальные затраты на переоснащение обрабатываемых деталей удовлетворяют современным требованиям, предъявляемым к переналаживаемой оснастке, создают возможность организации серийного производства и широкого внедрения этого вида технологической оснастки на машиностроительных предприятиях с многономенклатурным производством.

В процессе конструирования приспособлений был выполнен комплекс инженерных расчетов и исследований напряженно-деформированного состояния базовых приспособлений и плит-спутников с целью определения наиболее рациональных конструктивных параметров. При этом расчеты в трехмерной постановке проводили методом конечных элементов на ЭВМ ЕС 1045 по разработанной на алгоритмическом языке ФОРТРАН программе [1]. В качестве условий эксплуатации и нагружения исследуемых станочных приспособлений принимались экстремальные режимы резания и возникающие при этом максимальные усилия, действующие на приспособления в процессе обработки деталей. Были просчитаны все практически возможные худшие варианты нагружения базовых приспособлений и сменных плит, в результате чего вычислены основные конструктивные параметры, определяющие жесткость, прочность, надежность и металлоемкость создаваемых конструкций. По полученным геометрическим размерам изготовлены опытные образцы приспособлений,

которые были подвергнуты лабораторным и производственным испытаниям.

Для экспериментальной проверки жесткостных характеристик теоретически рассчитанных и изготовленных натуральных образцов приспособлений рамной конструкции, в лабораторных условиях был использован один из наиболее эффективных, современных методов исследования напряженно-деформированного состояния элементов машин, станков и других объектов, находящихся под нагрузкой в процессе эксплуатации, - метод голографической интерферометрии, обладающий простотой в применении, возможностью проведения неразрушающих бесконтактных измерений величин деформаций и получения результатов с достаточно высокой точностью [2].

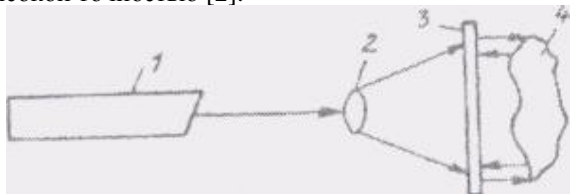


Рис. 1 – Оптическая схема регистрации голограмм во встречных пучках: 1-оптический квантовый генератор; 2- объектив; 3- регистрирующая среда; 4-исследуемый объект.

Используемый при этом принцип оптической интерференции, возникающей на поверхности регистрирующей среды непосредственно на фоне исследуемого объекта, позволяет фиксировать прогибы, смещения и другие деформации его отдельных зон и характерных точек с точностью, превышающей 0,001 мм.

Большим преимуществом метода голографической интерферометрии является также возможность измерять жесткостные характеристики конструкций непосредственно на реальных объектах и корректировать результаты теоретических расчетов. Причем, высокоточные измерения величин абсолютных деформаций, исследуемых конструкций можно

проводить не только в лабораторных условиях на специальных стационарных топографических установках, но и в процессе производства на работающем оборудовании, благодаря применению соответствующих оптических схем и способов закрепления применяемой регистрирующей среды.

Кроме того, голографическая интерферометрия позволяет исследовать предметы любой формы, даже с диффузно-отражающими поверхностями. Отступления от идеальной гладкости поверхности не сказываются на интерференционной картине: интерференционные волны будут в одинаковой степени искажаться, т. к. эталонную световую волну создает сам объект и интерференционная картина определяется только теми изменениями, которые произошли с объектом. По этой же причине при голографической интерферометрии снижаются требования к качеству оптики.

В данных экспериментах использовали метод регистрации интерференции с двойной экспозицией, когда на одной голограмме фиксируются два состояния объекта: первое (исходное) - до приложения нагрузки, второе - после деформирования, которое и является причиной возникновения интерференционной картины, несущей информацию о количественных изменениях формы и размеров исследуемого объекта. При интерференции с двойной экспозицией фиксируются только изменения, произошедшие с объектом между двумя экспозициями, причем используются методы как голографической интерферометрии, так и спекл-интерферометрии, основанные на спекл-эффекте, т. е. эффекте пятнистости структуры диффузной поверхности, наблюдаемом в лазерном излучении. Методы спекл-фотографии с двойной экспозицией предусматривают освещение объекта когерентным или частично когерентным излучением с последующей двойной фиксацией объекта - до и после нагружения. Совместное применение методов голографической и спекл-интерферометрии позволяет повысить точность, достоверность проводимых измерений и чувствительность оптической схемы. Методы, обеспечивающие одновременную регистрацию на одной фотопластине голографических и спекл-интерферограмм, объединены под общим названием спекл-голографической интерферометрии.

При экспериментальном определении жесткости станочных приспособлений использовали получившую широкое распространение схему регистрации голограмм во встречных пучках, показанную на рис.1. В данной схеме опорная волна от лазера через расширитель попадает на прозрачную регистрирующую среду, за которой расположен исследуемый объект, деформируемый известными усилиями непосредственно в процессе проведения эксперимента.

Отраженное от исследуемого объекта излучение образует предметную волну, которая распространяется навстречу опорной и, взаимодействуя с ней, образует интерференционную картину деформированного состояния объекта, содержащую количественные данные об изменениях его форм и размеров под воздействием приложенной нагрузки.

В результате экспонирования и специальной обработки регистрирующей среды фиксируется голограмма, образованная объемной интерференционной структурой в регистрирующей среде. Голограмма во встречных пучках в силу своих избирательных свойств может восстанавливать изображение объекта при освещении ее некогерентным светом, что позволяет проводить анализ полученных интерференционных картин практически в любом помещении без использования лазерных источников излучения.

Опытные образцы приспособлений рамной конструкции для лабораторных испытаний и экспериментального определения жесткостных характеристик методом голографической интерферометрии, как и последующие серийные приспособления, изготовляли методом литья из стали 40ХЛ, имеющей модуль продольной упругости $E=2,1 \cdot 10^5$ МПа и коэффициент Пуассона $\nu - 0,2$. Для получения голографических интерферограмм деформированного состояния опытные образцы приспособлений закрепляли на стендовой плите с Т-образными пазами при помощи специальных болтов М16.

Экспериментальная установка для анализа жесткостных характеристик станочных приспособлений методов голографической интерферометрии, также смонтированная на стендовой плите, позволила провести исследование деформированного состояния различных компоновок в идентичных условиях по одной и той же схеме нагружения. При этом во всех случаях применявшихся в качестве регистрирующей среды фотопластины ПФГ-03 закрепляли непосредственно на объекте исследования, что позволяло однозначно нейтрализовать различные трансляционные смещения, неизбежно возникающие в экспериментах прикладываемых нагрузок выбирали как при экстремальных режимах резания на оснащаемых данными приспособлениями станках, но в пределах, обеспечивающих получение качественных интерференционных картин, поддающихся расшифровке и анализу.

Проведенная по разработанной методике серия экспериментов позволила получить голографические интерферограммы деформированного состояния приспособлений рамной конструкции, обладающие количественной информацией о распределении перемещений точек данного объекта под воздействием рабочих усилий. Полученные величины относительных деформаций и абсолютных смещений характеризуют жесткость исследуемых конструкций приспособлений и возможность достижения требуемой точности обработки деталей на оснащаемых металлорежущих станках.

Визуальный анализ показывает, что картины деформирования исследуемых базовых поверхностей соответствуют реальной схеме нагружения и закрепления приспособлений: максимум перемещений наблюдается в верхней (незакрепленной) части при их стремлении к нулю внизу (в зоне заделки).

Список литературы: 1. Зенкевич О. Метод конечных элементов в технике. -М.: Мир, 1975, с.273с. 2. Голографические неразрушающие исследования. // Под редакцией Р.К.Эрфа. - М.: Машиностроение, 1985, -245с.

Поступила в редколлегию 15.05.2008

УДК 621.438:621.045.042

С.О. БЕЛЯЕВА, В.А. КОВАЛЬ

СОВРЕМЕННЫЕ МЕТОДЫ ПОВЫШЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ ПАРОГАЗОВЫХ УСТАНОВОК

The possibility of a raise of effectiveness stem-gas an engine installation due to rational injection of water in the setting of the axial-flow compressor is considered. Experimentally effect of injection of water in different places its input in the compressor is explored at various operational modes and rotational displacement of stators.

В условиях широкого применения ГТУ в энергетике большую актуальность приобретает поиск оптимальных схем энергоустановок с газовыми турбинами, имеющих максимально возможный КПД и высокую удельную мощность. Указанные параметры в значительной степени определяют сравнительную рентабельность новых энергоустановок.

Характерным для всех типов современных ГТД является повышение параметров цикла (температуры и давления газов), что создает предпосылки для снижения надежности машины и ухудшения ее экологических характеристик. Поэтому особое внимание уделяется проектированию основных узлов двигателя с учетом особенностей протекания в них рабочих процессов.

Хорошими показателями в плане повышения тепловой эффективности при одновременном снижении удельной стоимости обладают энергоустановки, работающие по газопаровым циклам, где в качестве дополнительного рабочего тела используется водяной пар, генерируемый в процессе утилизации тепла отработанных газов и впрыскиваемый в камеру сгорания (цикл STIG). Одним из вариантов энергоустановок такого типа, предназначенных для замещения выходящих из эксплуатации энергоблоков ТЭЦ, является установка МЭС-60 на базе ГТД АЛ-21 разработки ФГУП «ММПШ «Салют».

При разработках ПГУ с применением конверсионных ГТД предполагается, что основные параметры и конструкция компрессорной группы исходного прототипа авиадвигателя существенно не изменяется. Это позволяет значительно сократить капитальные затраты.

Основными путями повышения термического КПД энергоблоков с ГТУ являются: снижение относительной мощности компрессора, которая, как правило, в 1,5...2,5 раза превышает полезную мощность на валу электрогенератора и утилизация или регенерация тепла выхлопных газов. Характерная особенность известных схем ПГУ с впрыском пара – достаточно жесткая связь доли использованного при регенерации тепла отработанных в ГТ газов и параметров парового контура. При этом в схеме ПГУ с впрыском пара

необходимость его применения при давлении p_s , равном или даже существенно превышающем давление компримированного воздуха, определяет повышенный уровень температуры кипения воды, что заметно сказывается на возможности предельной регенерации тепла отработанных газов.

Большой интерес для перспективных схем ГТУ представляют технические решения, направленные на снижение относительной мощности компрессора. При этом чаще всего используется промежуточное охлаждение воздуха между компрессорами низкого и высокого давления. Конструктивно это существенно увеличивает габариты компактных конверсионных машин и требует существенного изменения их конструкции. Поэтому, в этом случае целесообразно использовать впрыск воды в компрессор для снижения температуры рабочего тела и, следовательно, уменьшением удельной работы сжатия, что и приводит к уменьшению мощности компрессора и к росту эффективного КПД установки и ее мощности.

Организация впрыска воды в компрессор (ВВК) дает возможность заменить воздушное охлаждение лопаточного аппарата турбины более эффективным паровоздушным для повышения температуры газа перед турбиной при той же температуре материала лопаток и (или) повышения ресурса элементов высокотемпературного тракта ГТУ снижением температуры лопаток и дисков.

Следует отметить, что результаты расчетов компрессоров с различными геометрическими параметрами при впрыске воды в проточную часть (ВВПЧ) показывают существенное отличие в них процессов движения и испарения влаги и влияния впрыска на показатели работы компрессора. Среди факторов, вызывающих эти отличия, отметим такие, как размеры проточной части компрессора, место ввода воды, степень повышения давления компрессора, количество впрыскиваемой воды и др. Заметим, что впрыск дает положительные результаты лишь при учете этих факторов. Вариантные расчеты позволяют определить условия оптимального впрыска, после чего необходимы экспериментальные исследования его влияния на показатели конкретных газотурбинных и парогазовых установок.

В связи со сказанным выше основной целью работы явилось определение эффективного КПД компрессора, работающего на увлажненном воздухе, и выработка рекомендаций по выбору оптимальной схемы впрыска воды в осевой компрессор ПГУ МЭС-60, выполненной на базе газогенератора авиационного ГТД АЛ-21Ф3. При этом экспериментальные исследования выполнены на стенде Ц-3 НИЦ ЦИАМ, совместно с ФГУП ММП «Салют».

Эффективный КПД компрессора вычислялся по формуле

$$\eta_{эф}^* = \frac{\frac{k}{k-1} RT_{ex}^* \left(\pi_k^{*\frac{k-1}{k}} - 1 \right)}{C_p (T_{вых}^* - T_{ex}^*) + r \delta G_L G_e}, \quad (1)$$

где r – удельная теплота парообразования; T_{ex}^* , $T_{вых}^*$ – температуры на входе и выходе из компрессора; G_e – расход воздуха; C_p – теплоемкость.

Для расчетной оценки влияния ВВПЧ на характеристики ПГУ был разработана упрощенная программа при следующих основных допущениях:

- одномерная и равновесная постановка задачи;
- впрыскивается такое количество жидкости, чтобы влажность воздуха в месте впрыска соответствовала состоянию насыщения. Таким образом, оценивается максимальная эффективность впрыска при наличии однофазного рабочего тела.

В основу расчетного метода исследования влияния ВВПЧ на характеристики компрессора, границу устойчивой работы при изменении углов установки направляющих аппаратов положен алгоритм программного комплекса "ХАРИКА", разработанный в ЦИАМ. Для решения поставленной задачи программный комплекс был адаптирован применительно к процессам сжатия воздуха при следующих допущениях:

- впрыск воды производится перед компрессором во входном канале;
- испарение жидкости происходит полностью, фазовый переход начинается в первой и завершается в последней ступени компрессора;
- закон испарения воды вдоль проточной части компрессора – линейный;
- испарение жидкости осуществляется в межвенцовых зазорах каждой ступени мгновенно;
- наличие воды и ее испарение не оказывают влияние на обобщенные характеристики компрессорных ступеней.

Результаты расчетных исследований с помощью адаптированной программы показали, что испарение впрыскиваемой жидкости на вход в компрессор в количестве $GL = 2,5\%$ от расхода воздуха существенно повышает КПД компрессора (ожидаемый выигрыш составляет $\delta\eta^*_{эф} = 7...10\%$) (рис.1).

Смещение напорных характеристик, вызываемое впрыском воды в проточную часть компрессора, при штатной программе регулирования в значительной степени зависит от приведенной частоты вращения ротора. По мере ее роста увеличивается выигрыш в степени повышения давления, который при $\bar{n} \text{ пр} = 0,893$ достигает значения $\delta\pi^*_k \approx 15\%$.

Наибольшее приращение расхода воздуха, составляющее $\delta G_v \text{ пр} \approx 5\%$, ожидается в диапазоне частот вращения ротора $\bar{n} \text{ пр} = 0,80...0,86$.

Отклонение от штатной программы регулирования углов установки лопаток группы первых ступеней в сторону их раскрытия обеспечивает дополнительный выигрыш по расходу воздуха при одновременном повышении КПД компрессора в области $\bar{n} \text{ пр} < 0,8$ и его снижении при $\bar{n} \text{ пр} \geq 0,8$.

Изменение углов установки направляющих аппаратов группы последних ступеней компрессора дает дополнительный положительный эффект при

$\bar{n}_{пр} \leq 0,8$. В этом случае прогнозируется получение выигрыша по расходу воздуха при одновременном повышении КПД компрессора с отклонением от штатной программы регулирования в сторону раскрытия указанных лопаток.

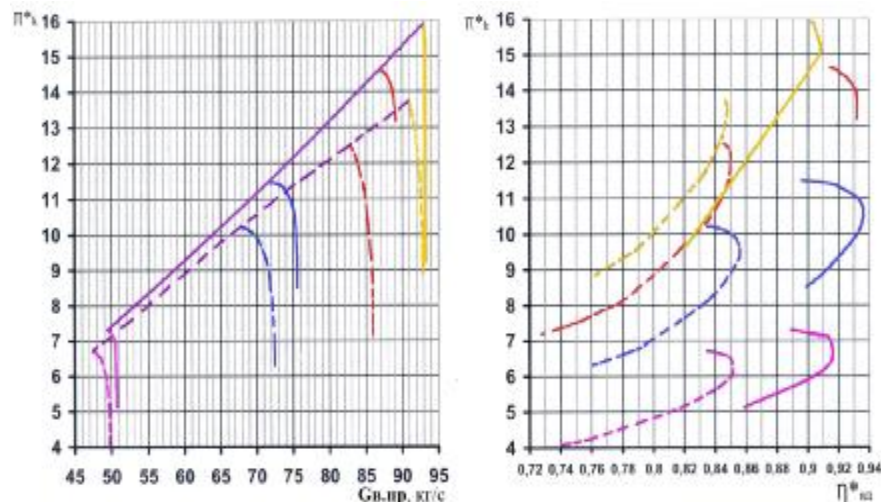


Рис. 1 – Влияние впрыска воды на характеристики компрессора, регулируемого по штатной программе в пределах $\bar{n}_{пр} = 0,72 \dots 0,893$: - - - - GBL = 0; — $\delta GBL = 0,025$.

В общем случае для впрыска воды в проточную часть 14 ступенчатого компрессора использовались три независимых варианта подачи жидкости

Первый вариант предусматривал ВВПЧ через входной коллектор, расположенный на расстоянии 1,5 метра от компрессора.

Второй вариант предусматривал ВВПЧ через форсунки в НА-3 и НА-8, через каждую вторую лопатку с помощью шести тангенциальных форсунок, расположенных в три яруса по высоте лопатки, на каждом ярусе по одной форсунке на спинке и на корытце лопатки.

При третьем варианте впрыск воды осуществлялся через втулочную часть ротора при помощи 12 струйных форсунок. В этой схеме была предусмотрена возможность включения разного количества и сочетания форсунок с регулируемой подачей воды по каждой из магистралей.

Сравнительная оценка эффективности различных способов ВВПЧ компрессора показана на рис.2.

Влияние впрыска воды через лопатки НА-3 на суммарные характеристики компрессора качественно идентично тому, которое было отмечено в случае подачи воды во входной канал. Однако очевидным преимуществом подачи воды через лопатки НА-3 является отсутствие

повышенных гидравлических потерь во входном канале и необходимости отбирать сжатый воздух из проточной части компрессора для подачи в форсунки.

При впрыске воды через лопатки НА-8 в связи с неполным испарением воды в пределах проточной части компрессора положительные эффекты оказались существенно слабее, чем при подаче воды во входной канал и через лопатки НА-3.

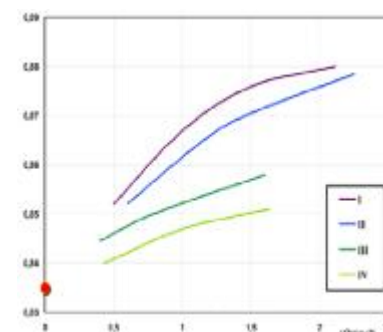


Рис. 2 –Изменение эффективного КПД компрессора ПГУ МЭС-60 от количества ВВПЧ при $p_k^* = 11$: верхняя линия (I) - впрыск в НА-3; следующая (II) – впрыск на входе; III – подача в ротор через 4,5,6,7,9 и 10 РК; нижняя IV -впрыск НА-8

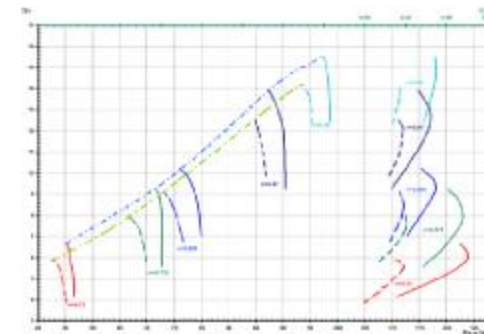


Рис. 3 – Экспериментальные характеристики компрессора МЭС-60 при ВВПЧ в НА-3 ($\delta G_v = 1,5\%$); $\Delta \alpha_{вх} = \text{var}$: - - - - без впрыска воды; — впрыск воды

Как показали результаты эксперимента, эффективность роторного впрыска воды через рабочие колеса 4,5,6,7, 9 и 10 ступеней в направлении перпендикулярному основному потоку значительно ниже, чем аналогичный впрыск через НА 3 ступени и во входной канал.

При взаимодействии воды и воздуха происходит снижение температуры образующейся смеси, вследствие чего увеличивается приведенная частота вращения ротора компрессора, преимущественно его последних ступеней. При этом их напорные характеристики смещаются в сторону увеличения расхода воздуха и степени повышения давления (рис.3). Количественно этот эффект зависит от исходного согласования ступеней машины. Так, при максимальных значениях приведенных частот вращения ротора (в этом случае наибольшая производительность компрессора по расходу воздуха определяется «запиранием» межлопаточных каналов его первых ступеней) впрыск воды не вызывает увеличение расхода воздуха. Однако при этом может быть получен существенный выигрыш по напору, т.е. по запасу газодинамической устойчивости.

В ходе эксперимента было исследовано влияние на характеристики компрессора углов установки поворотных направляющих аппаратов выходной группы ступеней (8-12) в широком диапазоне приведенных частот вращения ротора \bar{n} при $\bar{n} = 0,72 \div 0,87$. Лопатки направляющих аппаратов выходной группы последовательно устанавливались в положения, соответствующие их проектным углам ($\Delta\vartheta = 0^\circ$) и прикрытию на $\Delta\vartheta = -3^\circ$ и $\Delta\vartheta = -5^\circ$.

На всех исследованных частотах вращения прикрытия выходных аппаратов без впрыска воды приводит к снижению запасов устойчивости – особенно при $\Delta\vartheta = -5^\circ$. Впрыск воды через лопатки НА-3 ступени в пределах $\delta GL \approx 1,5\%$ значительно повышает запасы устойчивости.

Поскольку организация равномерного по сечению впрыска воды на входе в компрессор связана со значительным загромаждением и большими гидравлическими потерями, на завершающем этапе эксперимента проводилась проверка эффективности впрыска при более простой схеме подачи ее из форсунок, расположенных на стенке входного канала.

Результаты сравнительного эксперимента показали, что эффективный КПД компрессора при таком впрыске практически совпадает со значениями КПД, полученными при впрыске через все 30 форсунок.

Следует отметить, что экспериментальные данные достаточно хорошо коррелируются как с предварительными расчетными оценками ВВПЧ в разных ее местах, так и с данными, полученными другими авторами, например, приведенных в работе [1]. Расчетные исследования параметров одновалной энергетической установки ГТ-009, разработанной и серийно выпускаемой компанией «Энергомаш (ЮК) Лимитед», также подтвердили факт существенной зависимости КПД компрессора от места ВВПЧ. Авторами работы [1] установлено, что максимальное влияние на КПД и степени повышения давления компрессора оказывает впрыск воды в третью ступень 13 ступенчатого компрессора. Отмечено, что эффективность впрыска воды перед компрессором ниже вследствие интенсивной сепарации капель на корпусе машины. За третьей ступенью эффективность ВВПЧ снижается из-за уменьшения времени пребывания воды в компрессоре и окончания процесса сжатия воздуха.

Полученные результаты исследований позволили разработчикам ПГУ МЭС-60 выбрать вариант организации впрыска воды в НА-3, что позволило на 6% увеличить КПД компрессора с одновременным ростом давления в цикле и расхода рабочего тела.

Список литературы: 1. Расчетные исследования параметров работы энергетической газотурбинной установки ГТ-009 с впрыском воды в компрессор/ Ю.М. Ануров, А.Ю. Пеганов, А.В. Скворцов, А.Л. Беркович и др.//Компрессорная техника и пневматика. – 2006.- №7.- С.32-33.

Поступила в редакцию 15.05.2008

УДК 621.923

С.М. БРАТАН, Е.А. ВЛАДЕЦКАЯ

АНАЛИЗ ВЛИЯНИЯ КОЛЕБАНИЙ, ПЕРЕДАВАЕМЫХ ЧЕРЕЗ ФУНДАМЕНТ СТАНКА, НА КАЧЕСТВО ПРОЦЕССА ШЛИФОВАНИЯ

Analysis of influence of vibrations transferable through foundation of machine-tool on quality of polishing process

Современное развитие машиностроения сопровождается повышением мощности и скоростных характеристик машин при одновременном возрастании их надежности и точности. Для этого необходимо повышение точности изготовления детали, улучшение геометрических и физико-механических свойств их поверхностного слоя, определяющее эксплуатационные характеристики машин. Геометрические погрешности, в частности волнистость обрабатываемой поверхности, существенно влияют на контактную жесткость, износостойкость, герметичность соединений, шум и др [1].

Одним из путей повышения качества обработки деталей является ослабление вынужденных колебаний станка, передаваемых через фундамент от внешних источников. Уровень вынужденных колебаний станка снижается при установке станка на виброизолирующие устройства и фундаменты. Виброизоляция станков должна быть более тщательной на заключительных операциях, в частности, при шлифовании.

При этом необходимо выполнение нескольких этапов анализа и синтеза. На первом этапе производится анализ формирования точности обработки, на втором – анализируются вибрационные воздействия подсистем и элементов станка на процесс шлифования. Третий этап предусматривает оценку вибрационных воздействий внешнего оборудования (например, загрузочно-разгрузочного устройства) на технологическую систему станка. На четвертом этапе выполняется морфологический анализ виброизолирующих устройств базовых деталей станка, на пятом – структурно-компоновочный синтез рациональных вариантов виброизолирующих устройств. Шестой этап – параметрический синтез рациональных конструкций виброизолирующих устройств, седьмой – оценка уровня проведенных работ по критерию повышения точности процесса шлифования. В случае отсутствия положительного результата следует возвратиться к четвертому этапу и повторить процедуры анализа и синтеза (четвертый, пятый и шестой этапы), а если результат положительный, то процесс переводят в стадию практической реализации синтезированных рациональных вариантов виброизолирующих устройств. Графическая интерпретация вышеприведенной методологии представлена на рисунке 1.

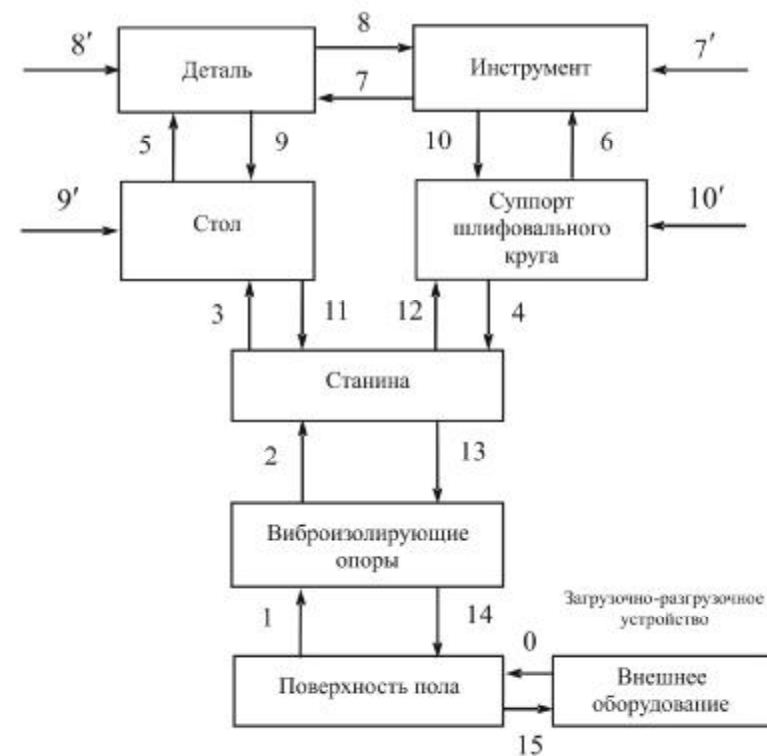
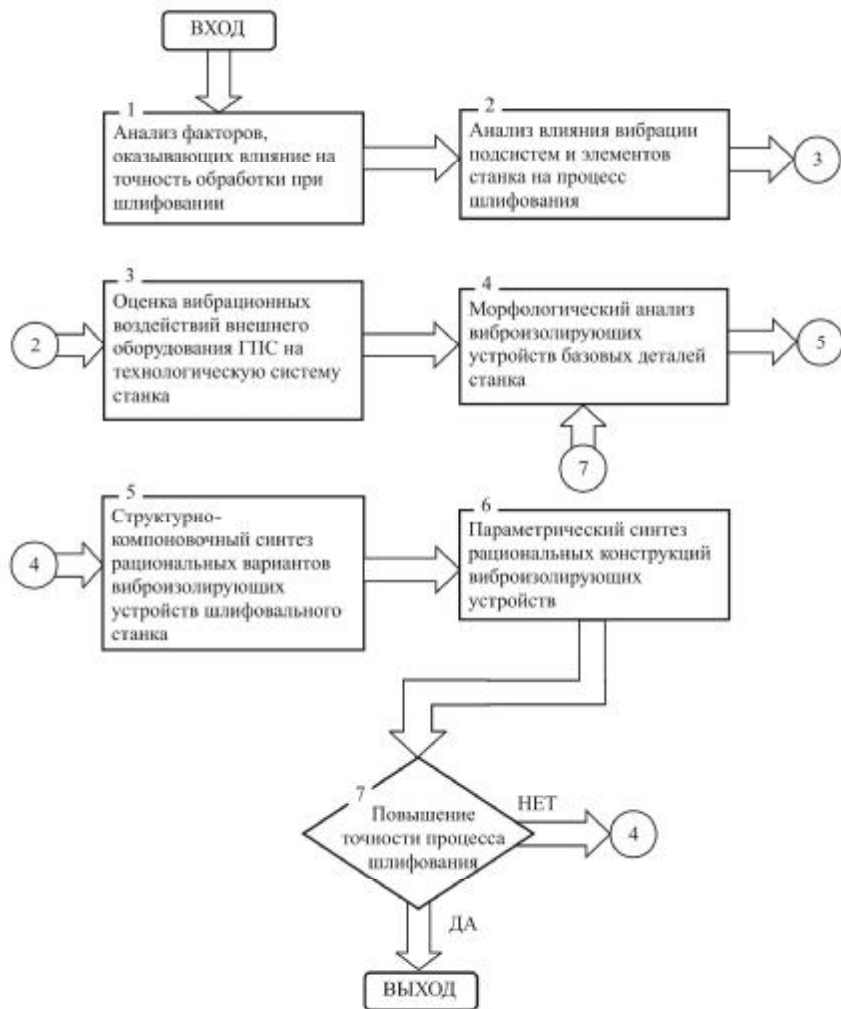


Рис. 2 – Схема вибрационных взаимодействий систем круглошлифовального станка в условиях автоматизированного производства

Оценка виброустойчивости станка как замкнутой динамической системы дает возможность по характеристикам упругой системы судить о колебаниях в станке во время обработки [1],[3]. Динамические характеристики упругой системы зависят от таких основных параметров станка, как масса и момент инерции основных узлов и деталей, жесткость элементов несущей системы, силы сопротивления (демпфирование), связанные главным образом с трением в соединениях.

Для определения динамических характеристик несущей системы, а именно, амплитудно-частотных и амплитудно-фазовых частотных характеристик, необходимо наличие динамических моделей ТС, которые могут быть построены на основе конкретной расчетной схемы.

Рис. 1 – Концептуальная схема решения задачи обеспечения точности процесса КНШ

Так, в системе круглошлифовального станка при его работе происходят сложные вибрационные воздействия, как стационарные, так и нестационарные в результате колебательных процессов (кинематических и силовых). Можно предположить также наличие ударных воздействий – механических кратковременных в результате работы внешнего оборудования (загрузочно-разгрузочных устройств) одновременно с процессом обработки (круглого шлифования).

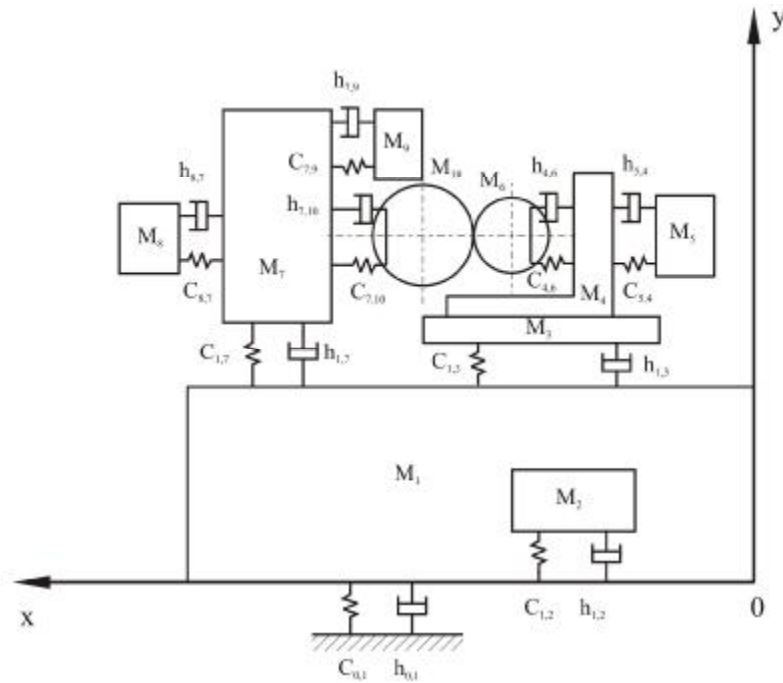


Рис. 3 – Расчетная схема несущей системы круглошлифовального станка

Так, для круглошлифовального станка мод. 3М151 расчетная схема может быть сведена к 10 массам и 20 степеням свободы на плоской модели (рис. 3).

На схеме обозначены индексами масс соответственно станина M_1 , электродвигатель M_2 , с насосом гидропривода, стол M_3 , бабка изделия M_4 , электродвигатель M_5 вращения детали, деталь M_6 , шлифовальная бабка M_7 , электродвигатель M_8 главного движения, узел правки M_9 круга, шпиндель M_{10} со шлифовальным кругом.

Символами C обозначена жесткость, а h – коэффициент демпфирования, где двойные индексы – это стыки между соответствующими массами или коэффициенты влияния.

После построения расчетной схемы следует перейти к составлению дифференциальных уравнений колебаний для каждой массы. Решение системы дифференциальных уравнений для многомассовой системы даст возможность построить амплитудно-частотные характеристики для любой системы нагружения и для любой массы системы.

Однако в реальности такие многомассовые системы представляют собой довольно сложные и громоздкие математические модели, в связи с чем их заменяют упрощенными эквивалентными схемами.

Одна из таких предложенных схем [4] позволяет проиллюстрировать динамику перемещений центров круга, заготовки и изменения фактической глубины резания в процессе круглого наружного шлифования.

В работе [4] на основе принципа возможных перемещений, для системы построена ее модель в виде совокупности дифференциальных уравнений, характеризующих динамику перемещений центров круга, заготовки и изменения фактической глубины резания.

Для исходного положения заготовки в момент начала ее контакта с инструментом ($L_0 = R_0 + r_0$; $S_0 = 0$; $x_{10} = 0$; $x_{20} = 0$; $t_f = 0$) система уравнений (2) в отклонениях запишется:

$$\begin{cases} m_1 \ddot{x}_1 + h_1 \dot{x}_1 + c_1 x_1 + h_3 (\dot{x}_1 + \dot{x}_2) + c_3 (x_1 + \Delta R) - \\ - h_3 (\dot{x}_2 - \dot{x}_3) - c_3 (x_2 - \Delta r) - h_1 \dot{x}_2 - c_1 S = 0, \\ m_2 \ddot{x}_2 + h_2 \dot{x}_2 + c_2 x_2 + h_3 (\dot{x}_2 - \dot{x}_3) + c_3 (x_2 - \Delta r) - \\ - h_3 (\dot{x}_1 + \dot{x}_3) - c_3 (x_1 + \Delta R) = 0. \end{cases} \quad (1)$$

Вследствие вращения круга и заготовки вариации геометрических размеров имеют периодический или почти периодический характер, что и объясняет появление внутренних возбуждающих сил, в существенной степени определяющих динамику процесса шлифования.

Для решения задач моделирования динамики процесса целесообразно записать соотношение (1) совместно с уравнением наблюдений.

В матричной форме пространства состояний система (1) приобретает вид:

$$\begin{aligned} \dot{Y}_0^* &= A_0 \cdot Y_0 + B_0 \cdot \Psi + C_0 \cdot U; \\ Z_0 &= E_0 \cdot Y_0 + F_0 \cdot V_0; \\ T_0 &= Q_0 \cdot Z_0, \end{aligned} \quad (2)$$

$$\text{где } Y_0^* = \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \\ x_4 \end{bmatrix}, Y_0 = \begin{bmatrix} y_1 \\ y_2 \\ y_3 \\ y_4 \end{bmatrix}, A_0 = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ -\frac{c_1 + c_3}{m_1} & -\frac{h_1 + h_3}{m_1} & \frac{c_3}{m_1} & \frac{h_3}{m_1} \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ \frac{c_3}{m_2} & \frac{h_3}{m_2} & -\frac{c_2 + c_3}{m_2} & -\frac{h_2 + h_3}{m_2} \end{bmatrix},$$

$$U = \begin{bmatrix} S \\ \dot{S} \end{bmatrix}, \Psi = \begin{bmatrix} \Psi_1 \\ \Psi_2 \end{bmatrix}, \Psi_1 = [\Delta R + \Delta r], \Psi_2 = [\dot{R} + \dot{r}],$$

$$B_{01} = \begin{bmatrix} 0 \\ -\frac{c_3}{m_1} \\ 0 \\ \frac{c_3}{m_2} \end{bmatrix}, B_{02} = \begin{bmatrix} 0 \\ -\frac{h_3}{m_1} \\ 0 \\ \frac{h_3}{m_2} \end{bmatrix}, C_0 = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ c_1 & h_1 \\ m_1 & m_1 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix}, B_0 = [B_{01} \quad B_{02}],$$

Y_0 – вектор (матрица-столбец), представляющая вектор состояния системы, \dot{Y}_0 – вектор производных состояний системы, A_0 – матрица, характеризующая динамические свойства системы, B_0 – матрица параметров влияния отклонений формы детали и круга, Ψ – вектор состояний отклонений формы детали и круга от номинальных параметров, C_0 – матрица управления процессом, U – вектор управляющих воздействий, связанный с поперечной подачей.

$$E_0 = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \end{bmatrix}, F_0 = \begin{bmatrix} f_{11} & f_{12} \\ f_{21} & f_{22} \end{bmatrix}, V_0 = \begin{bmatrix} v_1 \\ v_2 \end{bmatrix}, T_0 = [t_f] \quad Q_0 = [-1 \quad 1],$$

где E_0, F_0, V_0, T_0, Q_0 – матрица состояния измерений, матрица интенсивностей шумов измерителей; матрица независимых гауссовых белых шумов измерителей единичной интенсивности, матрица глубины резания и матрица преобразования совокупных измерений соответственно.

Оцененная таким образом глубина резания t_f несвободна как от погрешностей, определяемых качеством процесса измерений шумами измерителей, так и от влияния случайных составляющих отклонений форм детали и круга от номинальных и внешних возмущений.

Для повышения качества обработки прецизионные станки должны быть защищены от вибраций соседних установок. При монтаже некоторых станков (шлифовальных, точных токарно-винторезных, балансировочных и т. п.) на фундаментах первой группы, когда роль собственно фундамента выполняет станина, ряд заводов практикует в качестве антивибрационного мероприятия установку станков на виброизолирующих опорах [1].

Виброизолирующие опоры металлорежущих станков выполняют на основе виброизоляторов, различающихся упругодемпфирующими характеристиками, различным сочетанием виброизолирующих и ударно-защитных свойств, долговечностью, способностью функционировать в тех или иных климатических условиях, а также чисто конструктивными особенностями – габаритами, способом монтажа и т.д. Виброизоляторы классифицируют в основном по виду или способу ведения демпфирования или по материалу упругого элемента. Различают резинометаллические, пружинные и цельнометаллические виброизоляторы с воздушным или сухим трением.

Примеры рациональных вариантов виброизоляторов, рекомендуемых для использования в виброизолирующих опорах прецизионных станков, приведены в таблице 1.

Таблица 1 – Виброизолирующие опоры для металлорежущих станков

№	Общий вид	Конструктивные типы	Свойства, назначение
1		Резинометаллические	Простота конструкции, регулировка станка на опоре, низкие демпфирующие свойства, невысокая надежность
2		Упруго-сетчатые	Простота конструкции, узкий спектр частот демпфируемых колебаний, низкая надежность
3		Пружинные	Простота конструкции, большой ресурс работы, работа в агрессивных средах, виброзащита только в осевом направлении
4		Резинометаллические ОВ-31, ОВ-33	Малое демпфирование, необходимость защиты от внешних воздействий среды, виброзащита в осевом и продольном направлениях
5		Пневматические 6М, 8М фирмы «Vibrodynamics»	Сложность конструкции пневмоэлементов, узкий диапазон частот демпфируемых колебаний, низкая несущая способность

Анализ приведенных конструктивных вариантов показывает ограниченность технико-эксплуатационных свойств и сфер применения каждой из них. Что позволяет сделать вывод о необходимости совершенствования указанных устройств с целью расширения их демпфирующих параметров и повышения надежности функционирования.

В Севастопольском национальном техническом университете разработана новая конструкция виброизолирующей опоры, повышающей надежность виброзащиты прецизионных станков от внешних колебаний.

Предложенное устройство (рис. 4) работает следующим образом. Металлорежущий станок, например, шлифовальный, устанавливается на виброизолирующих опорах, помещая их регулировочные винты 1 в отверстия станины и фиксируя их. В процессе работы станка внешние источники (компрессоры, оборудование, вентиляторы, станки, загрузочные устройства) колебаний через поверхность пола передают колебательные воздействия основанию 3 с резиновым элементом 4 и цилиндру 13. Цилиндр 13 перемещается при этом относительно поршня 10 со штоком 9 в вертикальном направлении, перепуская рабочую жидкость через калиброванное отверстие 11 и шариковый клапан сжатия 12 из противоштоковой полости в штоковую и обратно – через калиброванное отверстие 11 при движении цилиндра 13 вниз. Сжимаемая жидкость под высоким давлением, обеспечивая гашение колебаний, т. е. гидравлическое демпфирование. При этом резиновый элемент 4, сжимаясь и выпучиваясь по всем свободным поверхностям, соприкасается с внутренней поверхностью вкладыша 16 верхней крышки 7 опоры, соприкасается также выпуклостями внутренней и наружной цилиндрических поверхностей в пазах 5. При дальнейшем увеличении нагрузки и деформации сжатия расширяющаяся резина постепенно заполняет зазоры, площадь свободной поверхности уменьшается и соответственно увеличивается жесткость опоры.

В связи с тем, что при нагрузках на опору 2000...30000 Н, собственная частота вертикальных колебаний шлифовального станка достаточно велика, в гашении как внешних, так и собственных колебаний одновременно принимают участие как гидравлический демпфер (цилиндр 13, рабочая жидкость, поршень 10 со штоком 9), так и резиновый элемент 4 с ребрами жесткости 6, обеспечивающими при этом также гашение горизонтальных колебаний.

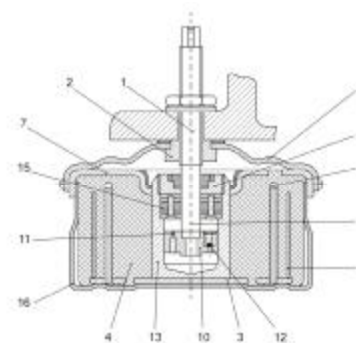


Рис. 4 – Виброизолирующая опора



Рис. 5 – Виброизолирующий фундамент

Гофрированная пружина 8, с которой скреплена гайка 2, позволяет регулировать высоту установки. Наличие гофров и форма гофрированной пружины 8 (в плане), приближающаяся к форме балки равного сопротивления, позволяют уменьшить силу, необходимую для демпфирования, и увеличить предел регулирования высоты.

Предложенное устройство обладает следующими преимуществами:

- повышается надежность виброзащиты прецизионных металлорежущих станков, например, шлифовальных, от внешних колебаний широкого частотного спектра;

- повышается качество обработки деталей при шлифовании с использованием виброизолирующих опор предложенной конструкции, снижается волнистость обрабатываемой поверхности, причиной возникновения которой в значительной мере являются внешние воздействия на станок;

- расширяются технические возможности применения данного устройства в различных видах оборудования для гашения внешних колебательных воздействий в широком диапазоне частот и нагрузок;

- введение гидравлического демпфера в конструкцию виброизолирующей опоры повышает ее долговечность, т. к. резиновый элемент обладает свойством старения под воздействием различных факторов окружающей среды (озона в воздухе, попадания масла в конструкцию) и частично теряет свои демпфирующие функции.

Антивибрационный монтаж второго типа, когда станок притягивается фундаментными болтами к опорным пружинам или резиновым цилиндрам, а блок фундамента должен быть окружен глубокими траншеями, применяется редко [1,2]. Подбор упругих элементов требует много времени; при

недостаточно тщательном подборе или при изменении режима работы станка Упругие элементы могут вызвать даже усиление вибраций.

Однако, в тех случаях, когда требуется особо высокая чистота обработанной поверхности (например, валки для алюминиевой фольги) или когда источник большой вибрации находится поблизости, то вышеуказанный способ виброизоляции является недостаточным.

В таких случаях нужно построить фундамент с пружинной виброизоляцией с применением спиральных пружин рисунок 5.

Этот фундамент со спиральными пружинами эффективно обеспечивает точность работы шлифовального станка, установленного на мягком грунте, и предохраняет от отрицательного влияния из-за деформации грунта

Для решения задачи обеспечения качества обработки при влиянии внешних воздействий на процесс шлифования через виброизолирующие опоры или фундаменты необходимо существенным образом доработать эквивалентную схему динамической системы и решать аналогичным образом дополнительную систему дифференциальных уравнений.

Таким образом приведенный в работе анализ позволил выявить пути снижения влияния шумов возбуждений связанных как с внутренними так и с внешними источниками колебаний. Для этого необходимо расширить систему (2) которую можно непосредственно использовать при реализациях процедур стохастического наблюдения и фильтрации.

Полученная таким образом расширенная модель будет представлять собой стохастическое описание процесса съема материала при контактировании абразивного инструмента, заготовки и источника внешних возмущений и является основой для определения стохастических представлений основных технологических показателей процесса шлифования, что является задачей дальнейших исследований.

Список литературы: 1. Вибрации в технике: Справочник. В 6-ти т./ Под ред. К.В. Фролова. – М.: Машиностроение, 1981. – Т.6. – 456 с. 2. Прилуцкий В.А. Технологические методы снижения волнистости поверхностей. – М.: Машиностроение, 1998. – 136 с. 3. Владецкая Е.А. Виброизолирующая опора с гидравлическим демпфером/ Прогрессивные направления развития машинно-приборостроительных отраслей и транспорта: Материалы международной научно-технической конференции студентов, аспирантов и молодых ученых, г. Севастополь, 12-16 мая 2008 г. – Севастополь: Изд-во СевНТУ, 2008. Т.1 – С. 117-119. 4. Новоселов Ю. К., Братан С. М. Стохастическая диагностика взаимодействия инструмента и заготовки при круглом наружном шлифовании./ Сучасні технології у машинобудуванні: Збірник наукових статей. Присвячується 75-річчю з дня народження академіка НАН України Н.В. Новікова / За заг. ред. А.І. Грабченко. - Харків: НТУ «ХП», 2007. - С.91-102..

Поступила в редколлегию 15.05.2008

УДК 621.753.9

М.М. БУДЕННЫЙ

ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЧНОСТИ ЗАКРЕПЛЕНИЯ РАБОЧИХ ЭЛЕМЕНТОВ ОБРАТИМЫХ ШТАМПОВ С ПРИМЕНЕНИЕМ ПЛАСТМАССОВОЙ КОМПОЗИЦИИ НА ОСНОВЕ АСТ-Т

У статті приведені результати дослідження раціональних конструктивно-технологічних параметрів робочих елементів оборотних штампів при їхньому закріпленні пластмасовою композицією на основі АСТ-Т.

Метод закрепления рабочих элементов путем заливки их быстротвердеющей пластмассовой композицией типа АСТ-Т занимает особое место при конструировании обратимых штампов. Этот метод является прогрессивным, он уменьшает продолжительность и стоимость изготовления оснастки, повышает универсальность конструкции. Несмотря на это, в технической литературе отсутствуют серьезные исследования по изучению влияния конструктивных и технологических параметров посадочных частей пуансонов на прочность их соединения с пластмассой.

Опыт эксплуатации обратимых штампов с закреплением рабочих элементов пластмассами акрилового класса показал, что чистота обработки посадочных поверхностей пуансонов (матриц), наличие кольцевых канавок или буртиков, их количество и геометрические размеры, размеры пластмассовых держателей существенно влияют на прочность соединения рабочих элементов с пластмассой.

Целью данного исследования являлось определение количественного влияния указанных выше факторов на прочность соединения.

Под прочностью узла соединения рабочих элементов с пластмассой в данном исследовании принимается максимальная нагрузка вдоль оси пуансонов (матриц); при которой обеспечивается работоспособное состояние этого узла.

Определение зависимости прочности заделки от количества кольцевых канавок было произведено на образцах диаметрами 5,0; 10,0; 15,0 и 20 мм, причем, по 4 образца каждого из диаметров имели по одной, две, три и четыре канавки одинаковой ширины, равной 3,0 мм и глубину, определяемую

$$\frac{d_n}{d_k} = const = 1,25,$$

где: d_n - диаметр посадочной части пуансона, мм;

d_k - внутренний диаметр канавки, мм.

Образцы для определения зависимости прочности заделки от глубины заливки были обработаны с одинаковой чистотой поверхности (Rz 40) и не имели кольцевых канавок или буртиков. Глубина заливки для образцов диаметрами 5,0; 10,0; 15,0 и 20,0 мм имела величины 10,0; 20,0; 30,0 и 40,0 мм.

Торцевые буртики (предположительно) обеспечивают наибольшую несущую способность узла соединения пуансонов с пластмассой по сравнению с кольцевыми канавками. Однако, в этом случае увеличивается расход материала при изготовлении наладок. Поэтому необходимо определить оптимальные размеры торцевых буртиков для пуансонов диаметрами 5,0; 10,0; 15,0; 20,0 и 25,0 мм. При этом для каждого из диаметров исследованию подвергались образцы со следующими относительными размерами $\left(\frac{D_b}{d_n}\right)$ торцевых буртиков: 1,0; 1,2; 1,4; 1,6; 1,8,

где D_b - диаметр торцевого буртика, мм.

Исследования по определению оптимальных величин ширины и относительной глубины кольцевых канавок были проведены на пуансонах с одной канавкой с варьированием размеров.

Для определения зависимости усилия выпрессовки пуансонов от величины шероховатости их заливаемых поверхностей были использованы образцы диаметрами 5,0; 10,0; 15,0 и 20,0 мм со следующей шероховатостью заливаемых поверхностей каждого их диаметров: Rz160; Rz80; Rz40; Ra2,5; Ra0,63.

Объем заливаемой пластмассы, как известно, оказывает существенное влияние на прочность и величину усадки самой заливки, так и на несущую способность узла в целом. Поэтому для принятия обоснованных решений необходимо иметь количественные данные влияния объема пластмассы на прочность соединения.

Исследования производились: а) при постоянном диаметре заливочной формы $d_{пл} = 50$ мм, диаметры пуансонов были выполнены равными 5; 10; 15; 20; 25; 30; 35 и 40 мм; б) при постоянном диаметре пуансона $d_p = 20$ мм,

диаметры заливочных форм были изготовлены следующих размеров: 200; 100; 60; 50; 40; 34; 29 и 25 мм. И в том и в другом случае было обеспечено одинаковое соотношение объемов заливаемой пластмассы и пуансона (его заливаемой части), а именно: $V_{пл}/V_{п} = 10; 5; 3,3; 2,5; 2; 1,67; 1,43; 1,25$. Во всех случаях пуансоны изготовлялись: без кольцевых канавок и буртиков с шероховатостью поверхности Rz40.

Полученные результаты были систематизированы и сгруппированы, было получено среднее арифметическое значение из результатов для 4-х аналогичных образцов и по этим данным построены графики зависимости усилия выпрессовки от исследованных конструктивных и технологических параметров.

Испытания проводились с использованием испытательной машины модели УИМ-50.

Проведенные исследования показали, что в зоне контакта металла и пластмассы развиваются значительные силы сцепления, препятствующие сдвигу рабочих элементов. Сцепление последних с пластмассой обуславливается следующими основными факторами:

сопротивлением на срез, создаваемым выступами и другими неровностями элементов (P1);

силами трения, возникающими на поверхности рабочих элементов вследствие обжатия их пластмассой при ее усадке (P2);

адгезией пластмассы с металлом при ее затвердевании (P3);

прочностью на срез пластмассы при наличии на поверхности рабочих элементов кольцевых канавок (P4).

При экспериментах рассматривали одновременное действие всех четырех факторов и среднее напряжение сдвига принимали за напряжение сцепления между рабочим элементом и пластмассой.

Расчетное среднее напряжение сцепления рабочего элемента с пластмассой равно:

$$\tau_{сш} = \frac{P}{\Pi \cdot l}$$

где: P - предельное усилие, КН;

Π - периметр сечения рабочего элемента, мм;

l - длина заделки рабочего элемента в пластмассу, мм.

$$P = P_1 + P_2 + P_3 + P_4$$

Анализ полученных результатов показывает, что с увеличением шероховатости посадочных поверхностей усилие выпрессовки возрастает.

Интенсивность возрастания усилия выпрессовки зависит от диаметра посадочной части пуансона, что объясняется увеличением площади контакта пластмассы с металлом. Так, при шероховатости поверхности Rz 160 с увеличением диаметра посадочной части пуансона с 5 до 10, 15, 20 мм усилие выпрессовки возрастало соответственно на 62,5%, 33% и 30%.

С увеличением шероховатости поверхности усилие выпрессовки также возрастает в результате увеличения адгезии между пластмассой и металлом, а также увеличением площади пластмассы, работающей на срез.

При этом можно выделить три ярко выраженные зоны возрастания усилия выпрессовки: I - (0,63 ÷ 2,5); II - (2,5 ÷ Rz 40); III - (Rz 40 ÷ Rz 60).

С увеличением шероховатости поверхности в пределах I зоны для всех диаметров посадочных частей пуансонов усилие выпрессовки возрастало медленно и не превышало 70%. С увеличением шероховатости в пределах зоны II увеличение усилия выпрессовки интенсивно возрастало и составило 240 ÷ 260%. Резкое увеличение усилия выпрессовки, составляющее 270-350%, наблюдалось при увеличении шероховатости в пределах III зоны с максимумом Rz 160.

В результате проведенного анализа можно сделать следующие выводы:

- для обеспечения максимальной прочности соединения пуансонов с пластмассой рекомендуется обработку их посадочных поверхностей производить с шероховатостью Rz80 ÷ Rz160;
- при установке в пластмассу пуансонов для пробивки отверстия диаметром 5 мм необходимо при проектировании назначать диаметр посадочных частей в пределах 10-12 мм. На рис. 6.13 показана зависимость усилия выпрессовки пуансонов от количества кольцевых канавок на их посадочных поверхностях.

Усилие выпрессовки возрастает пропорционально увеличению количества кольцевых канавок. Так как канавки во всех случаях имеют одинаковую ширину 3 мм и относительную глубину $\frac{d_n}{d_k} = const = 1,25$, то

усилие выпрессовки увеличивается в результате роста площади пластмассы, работающей на срез. Этим также объясняется увеличение усилия выпрессовки для пуансонов с равным количеством канавок на посадочных частях, но увеличенным диаметром.

Следует, однако, отметить, что при выполнении на посадочных частях пуансонов одной кольцевой канавки шириной 3 мм практически не

наблюдалось увеличения усилия выпрессовки по сравнению с гладкой посадочной частью, имеющей шероховатость Rz 40, а при шероховатости Rz 80 и бесканавочном соединении усилия выпрессовки во всех случаях были выше в 1,5-3,0 раза. Отсюда следует вывод, что при изготовлении пуансонов под заливку пластмассой количество кольцевых канавок необходимо назначать ≥ 3 .

Исследования по определению влияния геометрических размеров канавки на усилия выпрессовки показали, что усилие выпрессовки возрастает пропорционально увеличению ширины канавки. Увеличение же относительного диаметра кольцевой канавки приводит к незначительному увеличению усилия выпрессовки.

Как и во всех предыдущих испытаниях увеличение диаметра пуансонов влечет за собой увеличение усилия выпрессовки при прочих равных условиях.

В результате можно рекомендовать для практического использования при проектировании ширину канавки 3-5 мм. При этом, большее значение следует применять для пуансонов меньшего диаметра ($d_n \leq 10$ мм). Глубину

канавки следует выбирать из соотношения $\frac{d_n}{d_k} = 1,1 \div 1,2$

Исследование зависимости усилия выпрессовки пуансонов от величины относительных размеров торцевого буртика, позволяет сделать вывод, что такое закрепление является наиболее эффективным.

Если при проведении испытания образцов без торцевых буртиков во время выпрессовки пуансонов происходило их выдергивание из пластмассы, сопровождающееся разрушением кольцевых пластмассовых поясков, то

при выпрессовке пуансонов с отношением $\frac{d_o}{d_n} > 1,4$ происходило разрушение

пуансонов - обрыв торцевого буртика (для пуансонов диаметром 15-25 мм) или разрыв пуансонов (для диаметров 5-10 мм).

Это объясняется тем, что во время выпрессовки пуансонов в зоне под буртиком имеет место случай, близкий к всестороннему сжатию пластмассы, находящейся в обойме. При этом значительно повышается ее несущая способность, а усилия выпрессовки достигают величины гораздо большей, чем предел прочности пластмассы АСТ-Т на сжатие.

Исследование влияния глубины заливки пуансонов в пластмассу на усилие выпрессовки показало, что здесь имеет место прямая зависимость: с увеличением глубины заливки возрастает усилие выпрессовки. Так, для

гладких пуансонов с диаметром посадочной части 10 мм и Rz 40 при увеличении глубины заливки с 20 до 40 мм усилие выпрессовки увеличивалось на 40%.

С увеличением диаметра пуансонов при прочих равных условиях возрастает и усилие выпрессовки. Увеличение диаметра пуансона с 10 до 20 мм приводило к росту усилия выпрессовки в 3 раза. Это объясняется увеличением площади контакта пластмассы с металлом.

Существенное влияние на прочность узла соединения оказывает отношение объемов пластмассы $V_{пл}$ и посадочной части пуансона $V_{п}$

Резкое возрастание усилия выпрессовки происходит при малых отношениях $\frac{V_{пл}}{V_{п}}$ от 0 до 10, т.е. при малых объемах пластмассы, а при

дальнейшем увеличении отношения $\frac{V_{пл}}{V_{п}}$ до 25 происходит некоторое уменьшение усилия выпрессовки.

Такой характер кривых можно объяснить комплексным влиянием всех факторов, воздействующих на усилие выпрессовки.

Анализируя данные графиков, можно сделать следующий вывод: при проектировании режущих элементов обратимых штампов необходимо учитывать влияние объема пластмассы на прочность пластмассовой заливки,

целесообразно, чтобы отношение $\frac{V_{пл}}{V_{п}}$ находилось в интервале $5 \div 10$, что обеспечит наибольшую надежность работы штампов.

Выводы.

Установлены конструктивно – технологические параметры посадочных частей рабочих элементов обратимой штамповой оснастки, обеспечивающие оптимальные эксплуатационные характеристики при их закреплении пластмассовой композицией на основе АСТ-Т. При этом наблюдалось повышение прочности и жесткости конструктивных элементов узла соединения в 2,5 – 3,0 раза по сравнению с традиционными методами.

Список литературы: 1. Буденный М.М. Перспективы развития исследований и разработка новых конструкций штамповой оснастки на основе композитов. Резание и инструмент в технологических системах. – ХГПУ, Х.:2001. – вып. 11. – с. 3-13. 2. Буденный М.М. Прогрессивные конструкции перенастраиваемых штампов листовой штамповки. – НТУ "ХПИ", Х.:2005. – вып. 3. с. 75-79.

Поступила в редакцию 15.05.2008

УДК 539.3:621

*Ю.С. ВОРОБЬЕВ, К.Ю. ДЬЯКОНЕНКО, С.Б. КУЛИШОВ,
А.Н. СКРИЦКИЙ*

АНАЛИЗ ЛОКАЛИЗАЦИИ НАПРЯЖЕНИЙ ПРИ КОЛЕБАНИЯХ РАБОЧИХ КОЛЕС И ОХЛАЖДАЕМЫХ ЛОПАТОК ГТД

Natural vibrations of bladed wheel of gas-turbine engine are considered. Influence of taking in account effects of mutual sliding of band shelves on dynamic characteristics of wheel are provided. Single crystal structured blade with cooling channels system of whirl matrix type is investigated. Influence of crystallographic orientation directions variation on vibration parameters, such as natural frequencies, mode shapes, stress intensities, is estimated.

Введение

Конструкции и материалы лопаток современных ГТД совершенствуются и усложняются, а требования к их вибрационной прочности постоянно повышаются.

Построение адекватных моделей требует учета большого числа факторов: сложной геометрической формы, неоднородности материала, температурных полей, влияния вращения и др. Наиболее приемлемыми для таких объектов являются трехмерные конечноэлементные модели. Причем возникает необходимость использования конечных элементов высокого порядка, учитывающих анизотропию материала.

В предыдущих работах [1-12] были показаны пути повышения эффективности метода конечных элементов для решения ряда задач о колебаниях лопаточного аппарата турбомашин.

Рабочие колеса с разрезной бандажной связью широко используются в современных паровых и, особенно, газовых турбинах. Расчету вибрационной прочности этих конструкций посвящено множество исследований. В реальных задачах необходимо рассматривать возможность взаимного перемещения полок, учитывая сопротивление проскальзыванию, которое зависит от натяга (прижатия полок). Это ведет к существенному усложнению задачи и необходимости разработки специальных приемов при использовании метода конечных элементов [1-6].

Лопатки современных ГТД обладают неоднородностями различного типа: конструкционной (монокристаллический или композиционный материал), эксплуатационной (неоднородные температурные поля) и др. Особенно это относится к охлаждаемым лопаткам со сложной геометрией и вентиляторным лопаткам из композиционных материалов.

Одними из наиболее перспективных на сегодняшний день для первых ступеней газовых турбин являются лопатки из монокристаллических жаропрочных сплавов.

Ряд работ посвящен исследованию проблем колебаний монокристаллических образцов и лопаток [7-13], однако анализ колебаний лопаток с вихревыми охлаждающими каналами требует дальнейшего развития математических моделей и методов расчета.

На основе анализа существующих работ и требований практики ставится цель данной работы – развитие исследований особенностей колебаний охлаждаемых лопаток и рабочих колес с различными вариантами бандажной связи включая разрезные.

1. Локализация вибрационных напряжений в рабочем колесе турбины с различными вариантами бандажной связи

В рабочих колесах и пакетах лопаток с разрезной бандажной связью возникает существенная локализация вибрационных напряжений [1-6]. Именно она представляет основную опасность при колебаниях рабочих колес современных турбомашин. Конструктивные и эксплуатационные факторы существенно влияют на перераспределение вибрационных напряжений и уровень их локализации. Поэтому сравнительно небольшие изменения в конструкции рабочего колеса и, особенно, межлопаточных полочных связей позволяют существенно снизить уровень локализации напряжений без изменения газодинамических характеристик системы [1, 5]. Влияние изменения конструктивных факторов удобно наблюдать на формах перемещений и напряжений, которые выдаются в виде полей на поверхности элементов рабочего колеса, отражающих локализацию вибрационных напряжений. Это позволяет провести всесторонний анализ собственных форм перемещений и напряжений в реальных рабочих колесах турбомашин. В результате исследования выявлены зоны возникновения опасной локализации напряжений и разработаны рекомендации по снижению уровня локализации напряжений, что в свою очередь должно способствовать повышению вибрационной прочности рабочих колес.

В качестве объекта исследования было выбрано рабочее колесо турбины ГТД-60, которое состоит из диска и 96 лопаток. Оно рассматривалось как единая деформируемая система, для которой решалась задача линейных колебаний в трехмерной постановке с учетом предварительного нагружения центробежными силами (скорость вращения 4320 об/мин). Исследовался частотный диапазон до 300 Гц.

Моделировались следующие возможные варианты взаимодействия между полками:

- Сплошная связь, для которой полки представляют собой замкнутое кольцо;
- Разрезная связь, допускающая взаимное проскальзывание полок, без учета сил сопротивления;
- Разрезная связь, учитывающая сопротивление, зависящее от угла закрутки лопаток.

Для снижения размерности задачи использовались свойства циклической симметрии с периодом симметрии равным $3,75^\circ$.

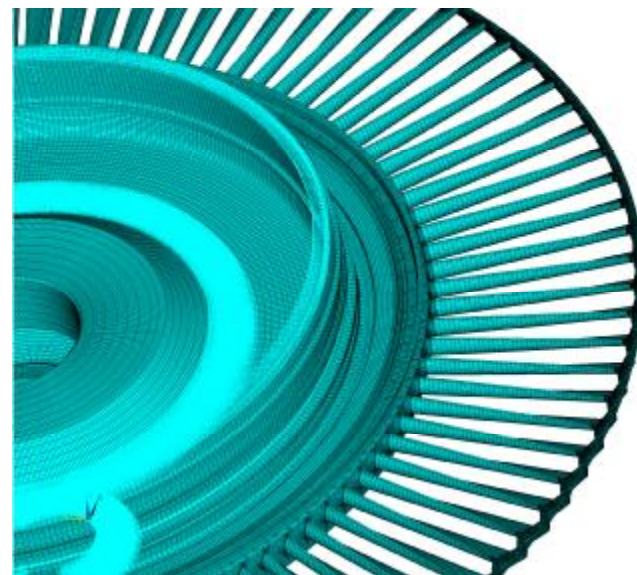


Рис. 1 – Конечноэлементная модель рабочего колеса

Для случая сплошной связи выделение сектора (периода симметрии) осуществлялось по поверхностям раздела между лопатками, таким образом, что сектор содержал одну лопатку и сектор диска. Причем сектор диска был получен с помощью криволинейных поверхностей, учитывающих угол установки лопатки и заводки ее замка в паз.

При моделировании разрезной бандажной связи без учета сил сопротивления относительные смещения полок вдоль плоскости их касания предполагаются свободными, несвязанными для соседних лопаток. При перемещении полки по нормали к плоскости контакта полок, соседняя полка ограничивает только внедрение в нее данной полки и не препятствует движению в обратном направлении.

Если рассматривать выделение сектора циклосимметрии как это было сделано при расчете рабочего колеса с неразрезным бандажом, то условия обычной циклической связи секторов и условия проскальзывания полок оказываются принадлежащими одной и той же границе сектора и соответственно, одним и тем же узлам. Во избежание этих проблем, чтобы учесть проскальзывание, в данном варианте алгоритма сектор колеса (период симметрии) образовывается криволинейными поверхностями так, чтобы поверхности контакта полок оказались внутри сектора. При этом условия циклосимметрии задаются на границе сектора, а условия контакта полок

внутри сектора (рис. 2). Тогда контактные поверхности будут лежать внутри сектора и условия проскальзывания могут быть заданы и варьироваться независимо от условий циклосимметрии.

В том случае, когда силы сопротивления учитываются, используется методика, которая заключается в том, что силы трения при натяге заменяются линейными пружинами (элемент COMBIN14). Эта методика позволяет приблизительно оценить влияние натяга за счет угла упругой закрутки лопаток на собственные частоты, формы и распределение локализаций напряжений рабочего колеса, оставаясь в рамках линейной задачи. Замена сил трения пружинами осуществлялась по следующему алгоритму:

К отдельно взятой лопатке прикладывалось кинематическое нагружение, соответствующее углу закрутки. Проводился статический расчет НДС с учетом центробежных сил.

На основе полученных результатов определялись силы прижатия между полками соседних лопаток вследствие упругой закрутки и центробежных сил.

Силы прижатия полков дают возможность определить силы трения при проскальзывании полков. Коэффициент трения между поверхностями контакта, был принят равным 0,2.

Силы трения позволяют определить жесткость связей, предполагая равенство работ сил трения и сил растяжения пружинки на одном и том же перемещении.

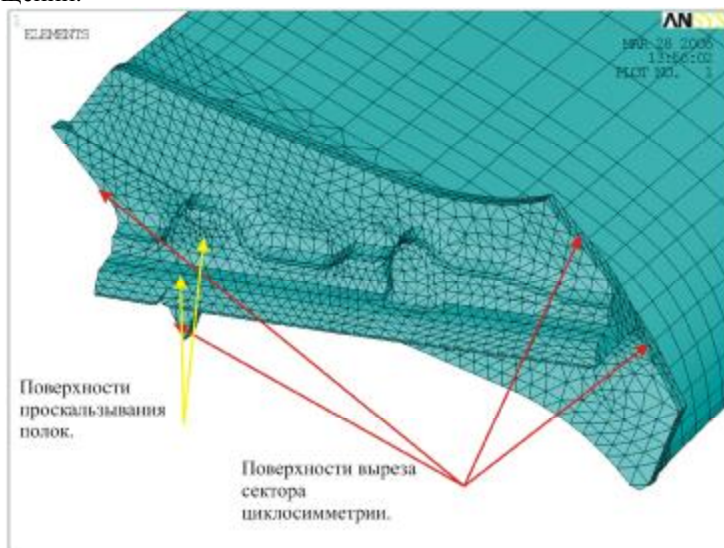


Рис. 2 – Бандажная полка.

Обеспечение условий циклосимметрии и проскальзывания.

Проводился анализ результатов расчета собственных колебаний для случаев сплошной связи, проскальзывания полков без сопротивления и

проскальзывания полков для различных значений натяга. Рассматривался частотный диапазон 0-300 Гц. В этом диапазоне имелись формы колебаний преимущественно крутильные, зонтично-крутильные и веерные с различным числом узловых диаметров.

Графическое сопоставление собственных частот для случаев сплошной связи, разрезной без сопротивления и трех вариантов связи с сопротивлением (угол предварительной упругой закрутки α принимает значения 1,5°; 3°; 4,5°) для идентичных форм колебаний приведено на рис. 3. Видно, что при учете проскальзывания полков частоты крутильно-зонтичных и зонтично-крутильных колебаний понижаются слабо. Тогда как частоты колебаний с узловыми диаметрами понижаются существенно, особенно это проявляется для колебаний с большим числом узловых диаметров. При проскальзывании полков частоты колебаний лопаток с различным числом узловых диаметров (от 1 до 48) становятся очень близкими и плотно заполняют интервал 180-260 Гц.

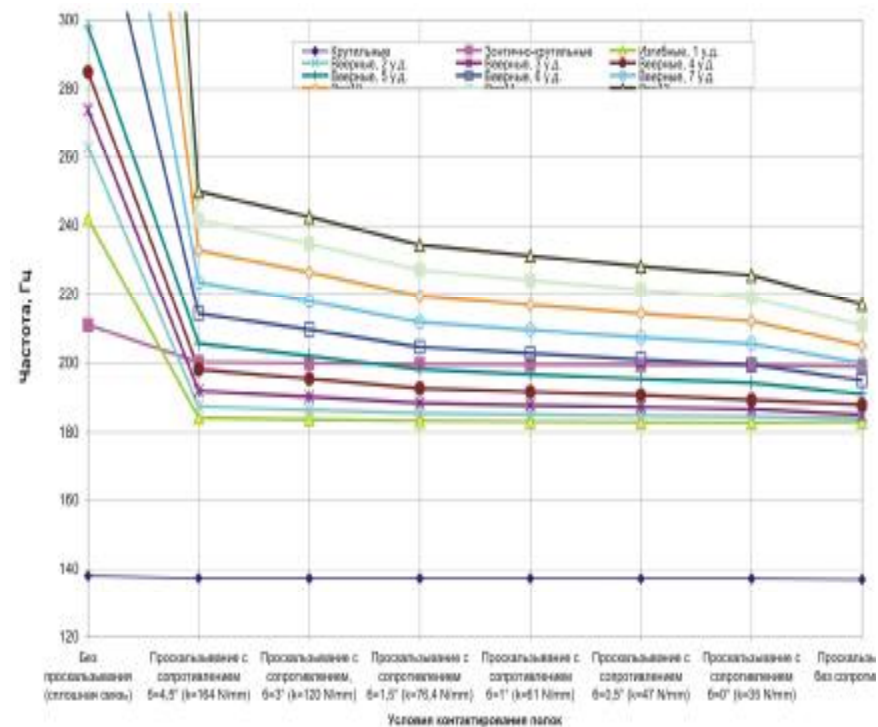


Рис. 3 – Влияние сопротивления проскальзыванию полков (Н/мм) при натяге за счет угла закрутки лопатки (град.) на собственные частоты колебаний рабочего колеса

При колебаниях колеса со сплошной связью она существенно деформируется. Разрезная связка за счет взаимного перемещения полок деформируется меньше. Система с разрезной связью оказывается менее жесткой, в результате чего и снижаются частоты собственных колебаний.

Натяг в реальных условиях всегда допускает взаимное перемещение полок. При очень сильном натяге система ведет себя так же, как и при сплошной связке [4, 5]. При колебаниях пакетов лопаток учет взаимного перемещения полок приводит к заметному перераспределению напряжений в системе [1-3]. Следует также ожидать изменения напряженного состояния и в рабочих колесах с разрезной связью.

Большой интерес представляет влияние натяга на формы колебаний и локализацию вибрационных напряжений. На рис. 4-7 показаны поля интенсивностей напряжений, наложенные на формы перемещений рабочего колеса при веерных колебаниях с двумя и тремя узловыми диаметрами для случаев сплошной связки и проскальзывания полок с сопротивлением. На рисунках представлены фрагменты конструкции. Уровень локализации напряжений в полках заметно снижается при их проскальзывании (рис. 6, 7). Максимальные напряжения при проскальзывании полок перемещаются в корневые сечения лопаток (рис. 4, 5), но напряжения оказываются распределенными по конструкции более равномерно. Такие же результаты наблюдаются для других форм колебаний.

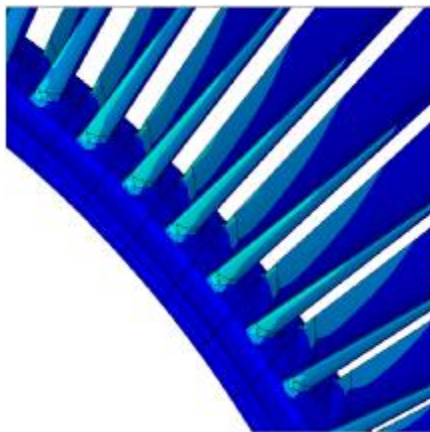


Рис. 4 – Форма интенсивности напряжений при веерных колебаниях с 3-мя узловыми диаметрами колеса со сплошной связью (273 Гц).

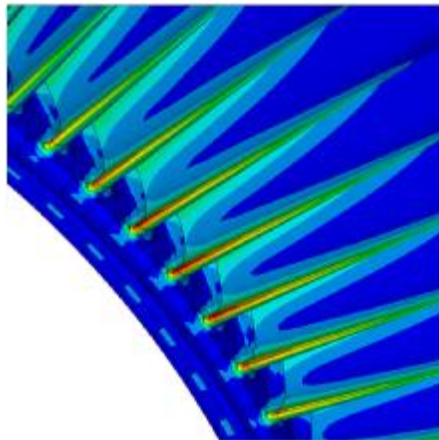


Рис. 5 – Форма интенсивности напряжений при веерных колебаниях с 3-мя узловыми диаметрами колеса с разрезной связью (190 Гц).

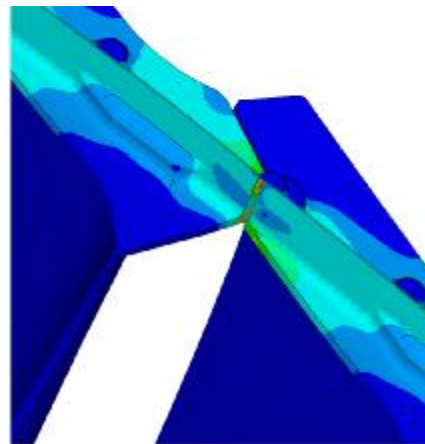


Рис. 6 – Локализация напряжений в полке в случае сплошной связки. Форма колебаний с двумя узловыми диаметрами.

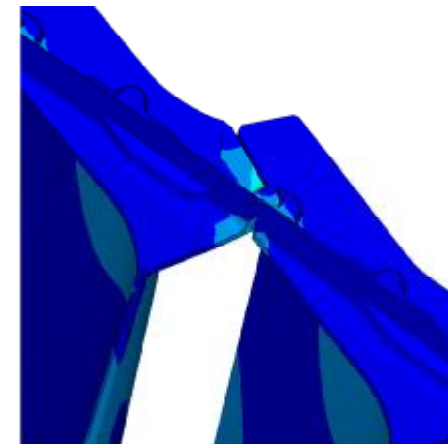


Рис. 7 – Локализация напряжений в полке в случае разрезной связки. Форма колебаний с двумя узловыми диаметрами.

2. Локализация вибрационных напряжений в монокристаллических охлаждаемых лопатках

Построение адекватных моделей охлаждаемых лопаток требует учета большого числа факторов: сложной геометрической формы, неоднородности материала, температурных полей, влияния вращения и др. Наиболее приемлемыми для таких объектов являются трехмерные конечноэлементные модели. Причем возникает необходимость использования конечных элементов высокого порядка, учитывающих анизотропию материала. При рассмотрении колебаний единичной лопатки все внимание уделяется сложной геометрической форме и особенностям структуры объекта. При этом анализируются частотные характеристики и особенности форм перемещений и напряжений в зависимости от особенности конструкции лопатки и условий ее работы. Выявляются зоны наибольших деформаций и локализации вибрационных напряжений.

Охлаждаемые лопатки имеют различные типы внутренних охлаждающих каналов. В случае сравнительно простых радиальных охлаждающих каналов при построении расчетной модели могут быть эффективно использованы изопараметрические шестигранные конечные элементы в криволинейной системе координат. Сравнительно небольшое число таких элементов позволяет получить результаты анализа частот и форм колебаний с достаточной точностью. На основании этих результатов могут быть выявлены зоны локализации вибрационных напряжений [12,13]. При этом оказывается, что в ряде случаев максимальная локализация напряжений наблюдается не на поверхности лопатки, а на поверхности охлаждающих

каналов, особенно в местах их стыка со стенками лопаток. Это, по-видимому, объясняется тем, что поверхности охлаждающих каналов имеют более низкую температуру, и соответственно, более высокие модули упругости, чем поверхность лопаток. В лопатках с более сложной системой охлаждающих каналов также следует ожидать локализации напряжений на поверхности каналов. Моделирование колебаний таких систем требует построения расчетной схемы достаточно подробно отражающей геометрию конструкции.

Проводились исследования колебаний охлаждаемой лопатки ГТД с системой каналов охлаждения в виде вихревой матрицы (рис. 8). Материал лопатки представляет монокристаллическую структуру на основе никелевого сплава, который характеризуется гранецентрированной кубической (ГЦК) решеткой (Рис. 9).

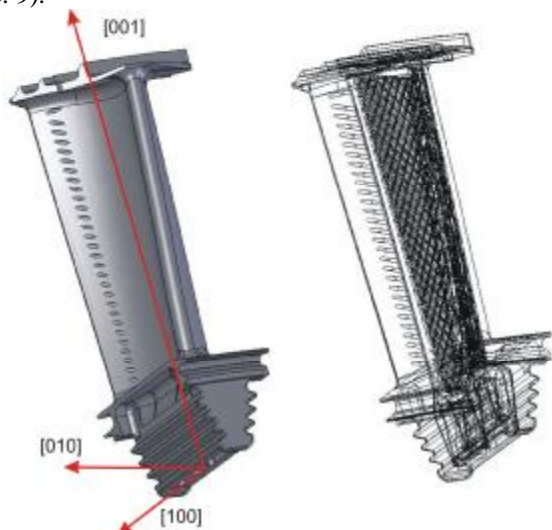


Рис. 8 – Геометрия лопатки и схема расположения осей кристаллографической ориентации

Исходная ориентация монокристалла – $\langle 001 \rangle$. Проводится варьирование азимутальной ориентации с целью выявления ее влияния на параметры колебаний. Так как структура кристалла представляет собой гранецентрированную кубическую (ГЦК) решетку, то достаточно рассмотреть диапазон угла 90° . Исходная ориентация была таковой, что направление $[001]$ совпадало с осью пера лопатки, $[100]$ – параллельно хвостовику лопатки, а $[010]$ – соответственно перпендикулярно плоскости, образуемой $[001]$ и $[100]$ (Рис. 8). Азимутальное и аксиальные направления варьировались в пределах от -45° до 45° .

Материал лопатки – жаропрочный никелевый сплав ЖС6Ф. Его упругие константы для холодной (20°C) лопатки [13], преобразованные к виду

технических упругих констант, составили: $E=139607$ МПа, $\nu=0,3833$, $G=129524$ МПа. Рационально задавать свойства ГЦК-решетки, указав ортотропные свойства материала. Модули упругости, коэффициенты Пуассона и модули сдвига задаются одинаковыми в трех направлениях, но независимыми друг от друга. Для этого не обязательно использовать специальные анизотропные конечные элементы, а достаточно обычных элементов, поддерживающих ортотропию (например SOLID45 и SOLID95).

При построении расчетной модели были использованы элементы, удовлетворяющие критериям качества элементов (соотношение сторон, значение Якобиана и др.). Это позволило достичь приемлемого описания распределения напряжений в каналах сложной формы при сравнительно умеренном количестве элементов (около $5 \cdot 10^5$).

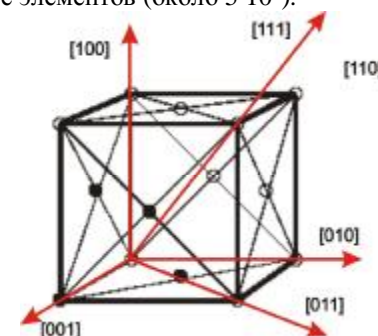


Рис. 9 – Структура монокристалла

На лопатку налагаются ограничения перемещений в зонах контакта в замке. Строго говоря, при расчете спектра собственных частот и форм, необходимо учитывать температурную неоднородность, центробежные нагрузки и усилия натяга в бандажных полках. Зависимости упругих констант от температуры, приведенные в [9], позволяют учитывать неоднородность материала, связанную с неоднородностью температурных полей. Но на данном этапе была рассмотрена холодная (20°C) ненагруженная лопатка с целью лучшей верификации методики расчета сложных моделей.

Был проведен анализ сходимости метода расчета с увеличением числа степеней свободы (ЧСС). Результаты расчета модели с наибольшим ЧСС (2 747 526) были приняты за "точное" значение, с которым сравнивались результаты расчета модели с меньшим ЧСС. График изменения относительной погрешности для нижних 10 частот при увеличении числа степеней свободы представлен на рис.10. Видно, что при достижении ЧСС 1,7 млн, относительная погрешность для 10 нижних частот лежит в пределах 1%, что можно считать удовлетворительным.

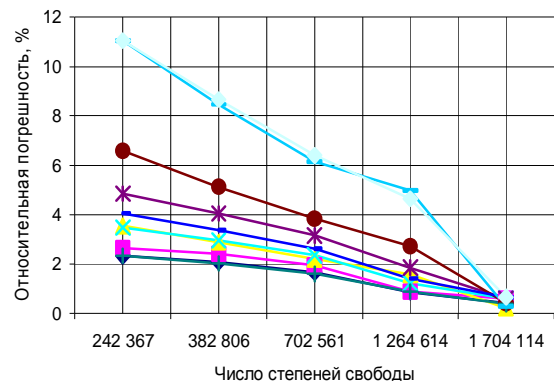


Рис. 10 – Сходимость решения (10 низших частот) с увеличением степени дискретизации

Для модели лопатки был проведен анализ возможной локализации напряжений при различных формах колебаний. На рис. 11 показаны поля суммарных перемещений (а) и интенсивностей напряжений (б, в) для первой формы колебаний лопатки. На рис. 11 (б) снята часть входной кромки чтобы показать место локализации напряжений в теле лопатки. На рис. 11 (в) показаны зоны локализации напряжений на пересечении стенок охлаждающих каналов.

На некоторых формах колебаний зоны локализации напряжений возникают в замковом соединении и на полках. На рис. 12 показаны поля перемещений (а) и зона локализации напряжений в замковом соединении лопатки (б) при четвертой форме колебаний.

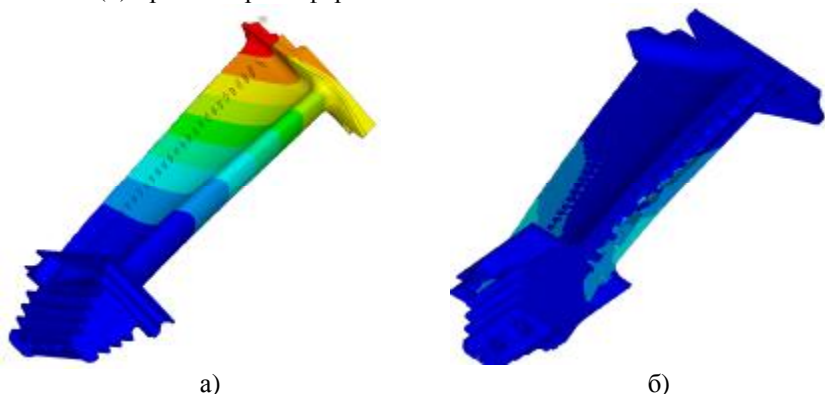


Рис. 11 – Перемещения (а) и интенсивности напряжений (б) при первой форме колебаний лопатки с частотой 642 Гц.

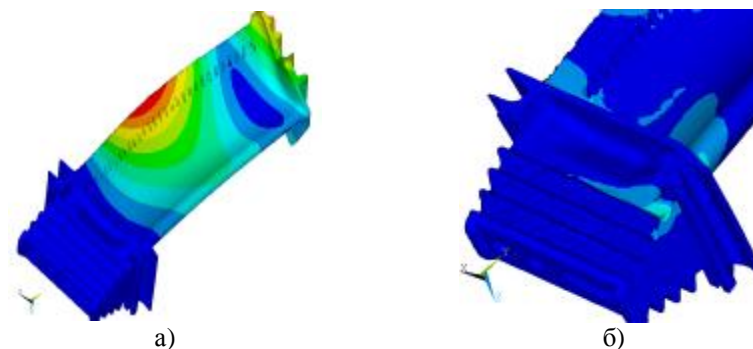


Рис. 12 – Перемещения (а) и интенсивности напряжений (б) при четвертой форме колебаний лопатки с частотой 3437 Гц.

На рис. 13 приведены поля перемещений (а) и зона локализации напряжений в элементах лабиринтного уплотнения на полке (б) при восьмой форме колебаний. В зависимости от формы колебаний локализация напряжений возникает в различных зонах: на поверхности спинки (особенно у основания пера), на входной кромке лопатки, а также в замковом соединении, на внутренних поверхностях лопатки (стенки охлаждающих каналов), вокруг выводящих охлаждающую жидкость отверстий.

Проводится сравнение частот колебаний лопатки в случаях равноосного материала (поликристалл) и ориентированного монокристалла (Табл. 1).

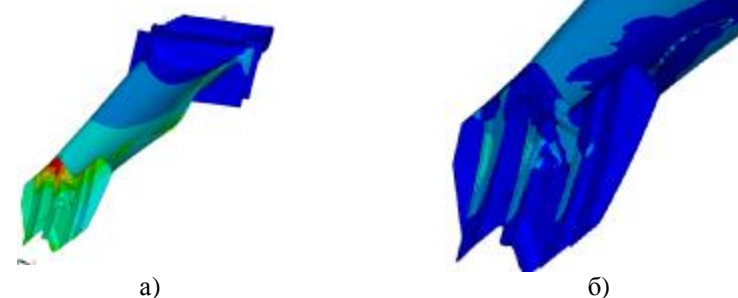


Рис. 13 – Восьмая форма колебаний лопатки с частотой 9111 Гц: а) перемещения, б) интенсивности напряжений.

На всех формах колебаний собственные частоты для монокристаллического сплава существенно выше, чем для поликристаллического. Особенно сильно это проявляется при преимущественно крутильных колебаниях (изменение частоты до 50%).

Были проведены численные исследования влияния азимутальной и аксиальной ориентации на собственные частоты колебаний. Максимальные изменения частот представлены в таблице 2. Видно, что изменение угла азимутальной ориентации меняет собственные частоты незначительно. Однако даже это незначительное влияние имеет ряд своих закономерностей.

Таблица 1 – Сравнение собственных частот колебаний лопатки для поликристаллического и ориентированного монокристаллического материалов.

Номер частоты	Собственные частоты лопатки, Гц		Различие частот δ , %
	Поликристаллический сплав (f1)	Монокристаллический сплав (f2)	
1	613.51	642.17	4.7
2	1415.9	1559.9	10.1
3	2075.7	3089.1	48.8
4	3135.2	3436.8	9.6
5	5214.7	6835.7	31
6	6510.8	7916.9	21.6
7	7183.1	8266.7	15.1
8	8075.5	9111.4	12.8
9	9127.1	11775	29
10	9653.3	11998	24.3

Гораздо более существенное изменение собственных частот вызывает изменение аксиальной ориентации (повороты относительно осей [100] и [010]). Формы колебаний имеют сложный пространственный характер, но в них просматриваются простые составляющие – изгибные, крутильные, продольные. Для преимущественно изгибных колебаний лопатки отклонение азимутальной ориентации от исходной как правило приводит к увеличению собственной частоты (Рис. 14), тогда как для преимущественно крутильных колебаний наблюдается обратная тенденция – отклонение приводит к уменьшению собственных частот (Рис. 15). Для более сложных форм, например преимущественно изгибно-крутильной формы с двумя узлами, наблюдаются и более сложные зависимости частоты от угла азимутальной ориентации (Рис. 16).

Таблица 2 – Изменение собственных частот лопатки при изменении направления КГО относительно каждой из осей

Номер частоты	Максимальное отклонение частот, %		
	[100]	[010]	[001]
1	25,8	23,4	0,7
2	21,2	11,6	0,6
3	11,2	27,3	0,45
4	17,2	15,7	0,2
5	5,6	10,8	0,9
6	4,5	5,8	0,9
7	14,7	8,5	0,1
8	17	15,7	1,6
9	1,4	7,1	4
10	1,2	5,6	0,8

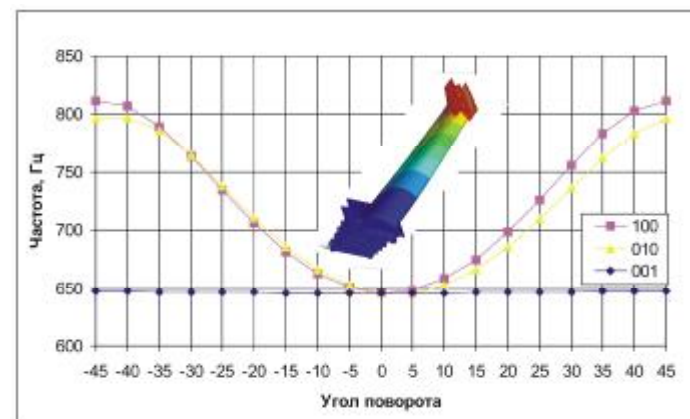


Рис. 14 – Изменение первой собственной частоты в зависимости от изменения угла азимутальной и аксиальной ориентации. Преимущественно изгибные колебания.

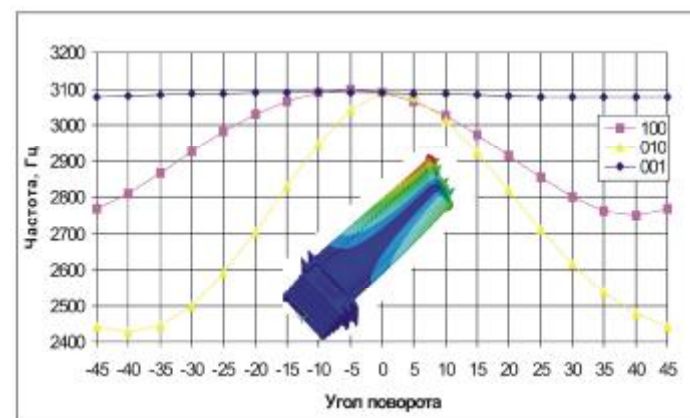


Рис. 15 – Изменение третьей собственной частоты в зависимости от изменения угла азимутальной и аксиальной ориентации. Преимущественно крутильные колебания.

При изменении угла азимутальной ориентации формы колебаний изменяются слабо. В зависимости от формы колебаний локализация напряжений возникает в различных зонах: на поверхности спинки (особенно у основания пера), на входной кромке лопатки, а также в замковом соединении, на внутренних поверхностях лопатки (стенки охлаждающих каналов), вокруг выводных охлаждающую жидкостью отверстий.

На рис. 17 представлены зоны локализации напряжений для разных форм колебаний. Особо следует отметить наличие зон локализации напряжений на внутренней поверхности лопатки - на охлаждающих каналах и на выходных отверстиях, расположенных на корыте лопатки. В зависимости

от формы колебаний, области локализации напряжений смещаются выше или ниже вдоль оси лопатки, а также могут смещаться по профилю.

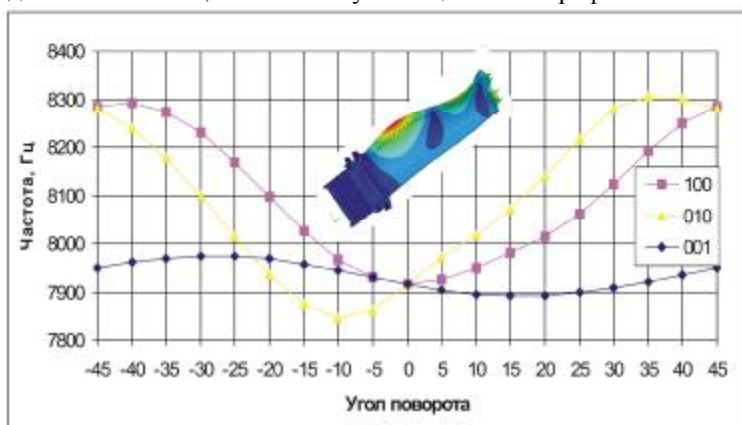


Рис. 16 – Изменение шестой собственной частоты в зависимости от изменения угла азимутальной и аксиальной ориентации. Преимущественно изгибно-крутильные колебания.

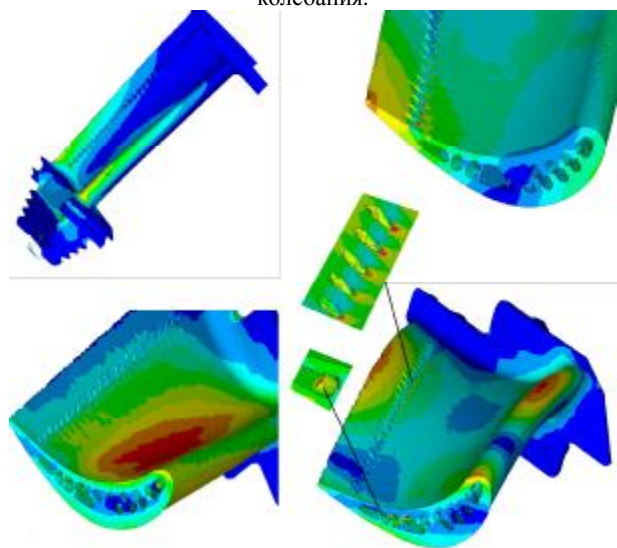


Рис. 17 – Локализации интенсивностей напряжений на различных формах колебаний лопатки.

Выводы

В результате исследований показано, что при проскальзывании полок спектр собственных частот рабочего колеса существенно изменяется. Собственные частоты снижаются и возникают зоны их сгущения. Это

происходит за счет изменения форм колебаний системы, которая становится менее жесткой, приобретая новые степени свободы.

Кроме того, при проскальзывании полок изменяется характер распределения форм вибрационных напряжений. Если для случая сплошных связей максимальные напряжения располагаются в зоне контакта полок, то при проскальзывании полок уровень локализации напряжений в этих зонах резко снижается. Часто при этом наибольшие напряжения перемещаются к корню лопаток. Однако, в целом, при проскальзывании полок распределение напряжений оказывается более благоприятным, чем в случае сплошных связей. При этом исчезают зоны резко выраженной локализации напряжений. Таким образом, следует выбирать уровень натяга полок, который обеспечивает их проскальзывание при колебаниях системы.

Использованная расчетная схема позволяет выявить влияние кристаллографической ориентации на параметры колебаний и появление зон локализации напряжений в лопатке с системой охлаждающих каналов в виде вихревой матрицы.

Список литературы: 1. Воробьев Ю.С., Янецки С. и др. Анализ колебаний турбинного лопаточного аппарата со связями на основе трехмерных моделей / Ю.С. Воробьев, С. Янецки, Е.В. Тишковец, С.П. Канило // Вибрации в технике и технологиях. – 2001. - №4(20) - С. 19-23. 2. Воробьев Ю.С., Дьяконенко К.Ю. и др. Локализация вибрационных напряжений в рабочем колесе турбины с различными вариантами бандажной связи / Воробьев Ю.С., Дьяконенко К.Ю., Кулишов С.Б., Скрицкий А.Н., Чепиженко С.В.// Компрессорное и энергетическое машиностроение. – 2006. – №4(6). – С. 83-86. 3. Janecki S., Krawczuk M. Dynamics of steam turbine rotor blading. Part1. Single blades and packets. Wroclaw-Warszawa-Krakow: Wyd. PAN, 1998.- 381 p. 4. Rzakdowsky R.. Dynamics of steam turbine rotor blading. Part2. Bladed disks. Wroclaw-Warszawa-Krakow: Wyd. PAN, 1998.- 220 p. 5. Воробьев Ю.С. Колебания лопаточного аппарата турбомашин. – К.:Наукдумка, 1988. – 224с. 6. Матвеев В.В. Демпфирование колебаний деформируемых тел. – Киев: Наукова думка, 1988. – 264 с. 7. Ножницкий Ю.А., Голубовский Е.Р. Монокристаллические рабочие лопатки высокотемпературных турбин перспективных ГТД // Авиационно-космическая техника и технология, 2006, №9(35) – С.117-123. 8. Голубовский Е.Р., Светлов И.Л., Хвацкий К.К. Закономерности изменения аксиальной и азимутальной анизотропии прочностных характеристик монокристаллов жаропрочных никелевых сплавов для лопатки ГТД // Авиационно-космическая техника и технология, 2005, №10(26) – С.50-54. 9. Петухов А.Н., Голубовский Е.Р., Басов К.А. Частотные характеристики и формы колебаний монокристаллических образцов и охлаждаемых лопаток турбин с различной кристаллографической ориентацией // Авиационно-космическая техника и технология, 2006, №8(34). – С.50-56. 10. Придорожный Р.П., Шереметьев А.В. Особенности влияния кристаллографической ориентации на усталостную прочность монокристаллических рабочих лопаток турбин // Авиационно-космическая техника и технология, 2005, №10(26). – С.55-59. 11. Мельникова Г.В., Шорр Б.Ф. и др. Влияние кристаллографической ориентации монокристалла и ее технологического разброса на частотный спектр турбинных лопаток / Мельникова Г.В., Шорр Б.Ф., Магеррамова Л.А., Протопопова Д.А.// Авиационно-космическая техника и технология. 2001, Выпуск 26. – С. 140-144. 12. Воробьев Ю.С., Дьяконенко К.Ю. и др.. Моделирование колебаний охлаждаемых лопаток газовых турбин / Воробьев Ю.С., Дьяконенко К.Ю., Кулишов С.Б., Скрицкий А.Н.// Авиационно-космическая техника и технология. – 2007. – № 9(45). – С. 12-15. 13. Шалин Р.Е., Светлов И.Л., Качанов Е.Б. и др. Монокристаллы никелевых жаропрочных сплавов. – М.:Машиностроение, 1997. – 336 с. 14. Ansys 11.0 Documentation. – Houston: Swanson Anisyls Systems, Inc. – 2007.

Поступила в редколлегию 15.05.2008

НЕКОТОРЫЕ ЗАКОНОМЕРНОСТИ ГОРЯЧЕГО ПРЕССОВАНИЯ НАНОПОРОШКОВ МОНОКАРБИДА ВОЛЬФРАМА

Розглянуто проблему гарячого пресування нанопорошків з монокарбиду вольфрама. Визначено механізм консолідації нанопорошків під додатковим впливом електричного струму.

The problem of a tungsten monocarbide hot pressing is investigated. The mechanism of consolidation for nanopowders under additional influence of the electric current is defined.

В настоящее время вопросы консолидации нанопорошков, в частности тугоплавких материалов инструментального назначения, актуальны тем, что именно этим процессом обеспечивается структура полученного материала, а следовательно и его физико-механические свойства. На наш взгляд, из всех методов компактирования нанопорошковых материалов для тугоплавких порошков именно метод горячего прессования с прямым пропусканием тока является наиболее эффективным. Эту точку зрения объясняет ряд факторов: возможность быстрого нагрева графитовой формы до высокой температуры; относительная простота установки и возможность использования обычного переменного тока промышленной частоты, что исключает использование дорогостоящих импульсных генераторов; возможность получения заготовок относительно большого размера; быстрый нагрев позволяет ограничить интенсивный рост нанозерен исходного порошка, оставляя их размеры в нанопределах.

Если процесс влияния электрического тока на спекание металлических порошков достаточно исследован [1], то процесс горячего прессования с применением электрического тока при спекания нанопорошков, несмотря на многочисленные зарубежные публикации в области спекания этих порошков, изучен мало, особенно в части механизмов спекания порошков тугоплавких соединений, без которых практически невозможно представить современную инструментальную промышленность. Процессы спекания обычных порошков тугоплавких соединений подробно рассмотрены в работе [2]. Авторами [3, 4] изучены закономерности спекания различных неметаллических нанопорошков, в том числе тугоплавких соединений.

В данной статье представлены некоторые результаты исследования закономерностей механизмов спекания нанопорошков монокарбида вольфрама в процессе горячего прессования в графитовых формах при

пропускании через порошок электрического тока. Ранее проведенные исследования показали, что можно получить материал с высокими физико-механическими свойствами [5]. Очевидно, что на контактных участках между соседними частицами под влиянием большого электрического тока должен происходить интенсивный массоперенос. В результате в порошковых прессовках идет процесс быстрого спекания. В зависимости от параметров процесса (давление, сила тока, напряжение, скорость нагрева, время нагрева) ход спекания может происходить по-разному. В связи с этим в широких пределах могут изменяться структура и свойства материала.

Как показали предварительные эксперименты, из нанопорошков монокарбида вольфрама (40-70 нм) можно получить практически беспористый материал с относительно высокими физико-механическими свойствами [5].

Предварительно таблетированный порошок карбида вольфрама подвергался спеканию в установке со специальной вакуумной камерой. Максимальное давление для используемого графита МПГ-7 около 20 кН при температуре выше 1200°C, поэтому максимальное усилие для пресс-формы d=20 мм создавали не более 15 кН. Температура прекращения усадки составила 1650 °C. Плотность образцов после шлифования поверхности определяли гидростатическим взвешиванием, а сколы на их поверхности, как и вид порошка, растровым электронным микроскопом JSM-840. Полученный материал показал высокую твердость и плотность. Некоторые свойства полученных образцов при различных эффективных режимах горячего прессования приведены в табл.1. Как показали эксперименты, оптимальные режимы находятся в довольно узких пределах, в частности наиболее определяющий из них температурный фактор 1700-1800 °C. Давление горячего прессования лимитируется прочностью графитовой пресс-формы при данных температурах, а оптимальная скорость подъема температуры находится в пределах 400-500°C/мин, хотя с целью предупреждения поломки формы до 900°C температура поднималась более плавно, со скоростью 50-250 C/мин.

Таблица 1 – Некоторые физико-механические свойства полученных образцов

N	P, МПа	T, °C	$\rho_{отн}$	HRA	$\sigma_{изг}$, МПа	d_{cp} , мкм
1	40,0	1700	96,2	93	530	0,350
2	50,0	1730	99,0	95	720	0,420
3	50,0	1800	99,2	95	670	0,750

Процесс спекания сопровождается рядом явлений, которые нами фиксировались с помощью различных приборов и инструментов. Наблюдение за этими явлениями и за их изменением при изменении технологических параметров позволяет управлять процессом спекания в требуемом направлении с целью получения материалов с заданным уровнем свойств, обеспечивающим получение изделия заданных формы и размеров.

Тугоплавкое тело монокарбида вольфрама сочетает высокую твердость и повышенную хрупкость. Усадка заготовок, как правило, сопровождается уменьшением количества дефектов кристаллической структуры, шероховатости поверхности частиц, пористости, а также ростом зерен и гомогенизацией. Непосредственно к самому процессу спекания можно отнести только два явления: рост площади контакта между частицами и сближение центров частиц, т.е. собственно усадку, остальные перечисленные явления являются сопутствующими.

Как известно, спекание приближает систему, состоящую из отдельных частиц, к термодинамическому равновесию, т.е. это процесс, в ходе которого избыточная энергия системы уменьшается. Можно предположить, что именно эта энергия свободной поверхности, поверхности границ и дефектов кристаллической решетки является главной движущей силой спекания. Величину этой движущей силы можно оценивать, учитывая размеры частиц, из которых сформована заготовка. Например, удельная поверхность порошков карбидов после размола обычно составляет 1-5 м²/г, порошков, полученных плазмо-химическим синтезом, – 10-40 м²/г [2]. Если принять, что в результате любого метода формования получают заготовки пористостью 40 %, то очевидно, что избыточная энергия такой системы достаточно велика. Она и выполняет основную работу по уплотнению, вызывая течение вещества в пустоту (поры). С некоторым приближением, следуя авторам [2], можем допустить, что течение вещества к поверхности с отрицательной кривизной осуществляется под некоторым эффективным давлением $P_{э.н.}$ вызываемым поверхностным натяжением:

$$P_{э.н.} = 2\gamma / r, \quad (1)$$

где γ – свободная поверхностная энергия, кДж/мкм²; r – размер зерна, мкм.

Это давление достаточно велико для прессовки из нанодисперсных частиц, где размер пор сопоставим с размером частиц. Эквивалентное давление, действующее по крайней мере в начальный период спекания, для нанодисперсных порошков очень велико и, естественно, вызывает быстрое уплотнение $\dot{\epsilon}$, например, по механизму ползучести:

$$\dot{\epsilon} = A P_{э.н.}^v \exp(-E_{ан}/RT), \quad (2)$$

где A , R , v – постоянные; $E_{ан}$ – энергия активации ползучести, кДж.

Другой движущей силой процесса уплотнения, наряду с избыточной энергией, является энергия границы раздела зерен, отделяющая участки нанозерен с различной ориентацией друг от друга. Следует учитывать, что при нагревании вначале между частицами в прессовке образуется физический контакт и в дальнейшем – разветвленная система границ, т.е. вначале свободная поверхностная энергия, вызывая уплотнение системы, тратится также на образование границ, избыточная энергия которых в дальнейшем является движущей силой процесса спекания. Образование разветвленной системы границ происходит в результате термически активированного скольжения по границам зерен в начальный период спекания. Поэтому при медленном нагреве до температуры спекания между частицами образуются совершенные плоские границы малой протяженности, и уплотнение протекает очень медленно, что ведет к росту зерна. И наоборот, в результате быстрого нагревания по механизму термически активированного скольжения по границам нанозерен, в результате того, что поверхность раздела границ на порядок меньше поверхности нанопорошка, дальнейшее уплотнение прессовки протекает по подобному реализации механизма ползучести характеру (2), но значительно быстрее:

$$\dot{\epsilon} = A_1 P_{э.г.}^v \exp(-E_{ан}/RT), \quad (3)$$

где $P_{э.г.}$ – эффективное давление, обусловленное сокращением поверхности раздела границ, $P_{э.г.} \ll P_{э.н.}$.

Следующей движущей силой спекания является энергия несовершенств кристаллической решетки. Она служит причиной ускоренного обмена мест:

$$n_a = n_0 \exp(-E_{анн}/RT), \quad (4)$$

где n_a – число атомов, которые покинули свое место в решетке и заняли вакансионный узел; n_0 – структурный фактор, не зависящий от температуры; $E_{анн}$ – энергия активации аннигиляции дефектов, кДж. Эта величина в нарушенной решетке сильно понижается. Поэтому для активного уплотнения материала необходимо по возможности сильно нарушить структуру, измельчая вещество, что и происходит в нанопорошках, полученных плазмо-химическим способом. В процессе спекания количество несовершенств кристаллической решетки значительно уменьшается. Так, например, в монокарбиде вольфрама с удельной поверхностью до 1м²/г размер когерентных областей составляет 20000–50000 нм, а после спекания при температуре 0,8 $T_{пл}$ составляет уже 200000–500000 нм.

Кроме того, было замечено, что при спекании в момент прохождения электрического тока достаточно большой величины (до 5000-8000 А) в зонах

межчастичных контактов возникают электрические разряды, которые согласно физике этого процесса должны вызвать образование плазмы, что естественно приводит к очистке и активизации поверхности спекаемых порошков. Очистка поверхности частиц порошка в свою очередь приводит к образованию чистых границ зерен и активации самого процесса спекания. Например, автором [3] обнаружено, что при спекании нанопорошков Al, которые имеют на поверхности неоднородный слой Al_2O_3 , толщиной около 5 нм, этот слой был удален образовавшимся электрическим полем, в результате чего порошок был уплотнен до теоретической плотности данного материала. Следует отметить, что в этом случае применялся импульсный ток высокой частоты.

Таким образом, проведенные исследования позволяют предположить, что относительно высокие физико-механические свойства полученных образцов из нанопорошков монокристалла вольфрама обуславливаются, в первую очередь, высокодисперсными зёрнами и прочными границами между ними, что обеспечивается высокой скоростью подъема температуры до $1700^\circ C$ в процессе горячего прессования в графитовых формах.

Данные исследования позволяют предположить, что метод горячего прессования нанопорошков при нагревании прямым пропусканием переменного тока ускоряет поток вакансий на поверхности пор, а быстрое уменьшение пористости на границах зерен ведет к термически активированному скольжению нанозерен друг относительно друга, что в конечном итоге, вместе с наложением переменного электрического поля, обеспечивает лучшую укладку зерен, и, следовательно, обеспечивает их более быстрое уплотнение. В то же время, наблюдения за усадкой нанопорошковых образцов при горячем прессовании с прямым пропусканием тока при температурах до $900-1000^\circ C$ позволяют предположить, что первоначальным механизмом уплотнения (консолидации) является механизм ползучести.

Список литературы: 1. Райченко А.И. Основы процесса спекания порошков пропусканием электрического тока – М.: Металлургия, 1987. – 128 с. 2. Кислый П.С., Боднарук Н.И., Горичок Я.О. и др. Физико-химические основы получения тугоплавких сверхтвердых материалов – Киев: Наук. думка, 1986. – 208 с. 3. Groza J.R. International Developments in Rapid Consolidation Techniques and Commercial Status. Fine, Ultrafine and Nanopowders, 98, New York, November 8-9, 1998. 4. Скороход В.В., Уварова А.В., Рагуля А.В. Фізико-хімічна кінетика в наноструктурних системах. – Київ, 2001. – 180 с. 5. Kodash V.Y., Gevorkian E.S. Tungsten carbide cutting tool materials. United States Patent No.6617271.

Поступила в редколлегию 15.05.2008

УДК 621.924

В.А. ЗАЛОГА, К.А. ДЯДЮРА, В.В. НАГОРНЫЙ

УПРАВЛЕНИЕ ПРОЦЕССОМ РЕЗАНИЯ МЕТАЛЛОВ НА ОСНОВЕ ИНФОРМАЦИИ, ПОЛУЧАЕМОЙ МЕТОДАМИ ТЕХНИЧЕСКОЙ ДИАГНОСТИКИ

В роботі розглянуті питання прогнозування фактичного ресурсу різального інструменту та управління на основі цього параметрами режиму різання. Показано, що з цією метою можна успішно використати методи, що застосовуються в технічній діагностиці.

Effectively to manage the cutting mode it is possible to carry out due to the use of method of technical diagnostics of machines for determination of actual resource of instrument.

Введение. Конкуренентоспособность машиностроительного производства в современных условиях международной интеграции и глобализации мировой экономики все в большей степени определяется применением новейших технологий, способных обеспечить сокращение времени разработки нового изделия, освоения его производства и вывода на рынок.

Получение изделий, отвечающих требованиям потенциальных потребителей, во многом будет зависеть от нетрадиционных конструкторских и технологических решений, использования последних достижений в различных областях науки, техники, информатики и материаловедения.

Наличие целого ряда признаков, отражающих достижения различных отраслей знаний, приводит к объединению усилий на этапах жизненного цикла (ЖЦ) изделия все более широкого круга предприятий, каждое из которых концентрируется на своей основной компетенции.

За прошедшее десятилетие в современном машиностроении произошли значительные изменения, которые связаны в первую очередь с компьютеризацией производственных процессов и использованием микропроцессорных систем для управления процессами резания. В настоящее время при резком сокращении количества высококвалифицированных рабочих-станочников это становится весьма актуальным.

Введение в станок дополнительных управляющих функций позволяет с помощью специальных датчиков получать информацию о состоянии заготовки (обрабатываемой детали), инструмента, станка и непрерывно использовать ее для адаптивного управления процессом резания. Этим сразу разрешается несколько проблем, в частности, повышается производительность процесса обработки, точность и качество поверхностей изготавливаемых деталей. Все это приводит к снижению издержек машиностроительного производства и позволяет, в конечном итоге, решать одну из важнейших задач управления ЖЦ изделия на этапе его изготовления: выпуск конкурентоспособной продукции.

Оптимальное управление производством начинается на «атомарном уровне» с комплекса «процесс-оборудование-инструмент», где ключевой проблемой является надежность инструмента, как наиболее слабого элемента этой системы [1, 2].

Как инструмент, так и заготовка – будущая деталь – обладают в элементарных объемах непредсказуемыми прочностными свойствами. Последнее обусловлено неминуемым разбросом свойств материалов на их молекулярном уровне. Именно это обстоятельство в определяющей мере обуславливает относительно большой разброс эксплуатационных свойств практически любого изделия. Так, например, следуя статистике, нормируемая стойкость резцов изменяется от 30 до 120 мин. [3]. Согласно закону «шесть сигма», при средней стойкости 75 мин это означает, что среднее квадратическое отклонение равно 15 мин, что соответствует коэффициенту вариации (v), равному 0,2. Данная величина коэффициента вариации достаточно велика и свидетельствует о некорректности использования среднестатистического подхода к назначению стойкости режущего инструмента. На практике это приводит либо к неожиданному выходу его из строя, либо к преждевременному прерыванию процесса его эксплуатации.

Выходом из данной ситуации является эксплуатация инструмента на основе адекватного прогнозирования его фактического ресурса. В противном случае компьютеризация производственных процессов, в том числе и станочного оборудования, не приведет к желаемому результату.

Ресурс работы режущего инструмента может быть выражен [4]: интервалом времени, массой или объемом снятого материала, длиной пути резания, площадью обработанной поверхности или количеством деталей, изготовленных с заданной точностью размера. Для определения фактического ресурса инструмента можно воспользоваться методами, применяемыми с этой же целью в технической диагностике машин.

1. Оценка степени износа и ресурса реза методами технической диагностики

Техническая диагностика определяет состояние объекта диагностирования по косвенным признакам, в частности, вибродиагностика оценивает состояние объекта по характеру акустического излучения (звука, шума) или вибраций, сопровождающих его работу [5, 6, 7]. Это основывается на корреляции между структурными параметрами r_i , характеризующими сборочное и прочностное состояние объекта диагностирования, и их диагностическими признаками u_j , которые регистрируются в процессе диагностирования технического состояния объекта.

С точки зрения математики функционирующий объект диагностирования можно рассматривать как некий преобразователь G параметров его технического состояния в диагностические признаки:

$$\{U\} = G \{R\}, \quad (1)$$

где $\{U\} = \{u_1^{(i)}, u_2^{(i)}, \dots, u_n^{(i)}\}$ - вектор диагностических признаков технического состояния объекта в n -мерном признаковом пространстве; $\{R\} = \{r_1^{(i)}, r_2^{(i)}, \dots, r_m^{(i)}\}$ - вектор структурных параметров, описывающих техническое состояние в m -мерном пространстве.

Задачей же диагностики является получение зависимости, обратной зависимости (1), т. е.

$$\{R\} = G^{-1}\{U\}, \quad (2)$$

где G^{-1} - оператор, обратный оператору G в выражении (1).

Традиционно, выражение (2) получается в процессе проведения, так называемых, «обучающих» экспериментов. В простейшем случае, к которому, как правило, стремятся, зависимость (2) может быть функциональной:

$$r_i = F_i(u_1, u_2, \dots, u_n), \quad i = 1, 2, \dots, m. \quad (3)$$

Причем наибольшие упрощения достигаются в том случае, когда каждому параметру состояния r_i удастся поставить в соответствие только один характерный диагностический признак u_j :

$$r_i = F_i(u_j) \quad (4)$$

Для инструмента структурным параметром является величина износа его режущих кромок. Интенсивность изнашивания принято описывать, так называемым, относительным износом

$$\Delta = \frac{h}{L}, \quad (5)$$

где h - величина износа инструмента (величина площадки износа по задней поверхности лезвия), мм; L - путь, пройденный инструментом, мм

В период установившегося резания (без учета времени приработки и времени катастрофического изнашивания) выражение (5) можно записать в следующем виде

$$\Delta = \frac{h - h_1}{(t - t_1) \cdot v} = \frac{h_{max} - h}{(T - t) \cdot v}, \quad (6)$$

где h , h_1 , h_{max} - величина износа лезвия инструмента, соответственно: первоначальная, зафиксированная на момент времени t ; текущая - после работы в течение времени t_1 ; максимальная после резания в течение времени T , при которой процесс резания прекращается; v - скорость резания.

В данном случае параметр T характеризует ресурс лезвия инструмента, т.е. время работы его до отказа. Под отказом, как правило, понимают нарушение работоспособного состояния режущего инструмента - отклонение от установленных значений, хотя бы одного из его параметров, требований или характеристик обработки, выполняемой этим инструментом. К характеристикам обработки относят: силу резания, температуру резания, уровень вибраций и др.

Выражение (6) можно переписать следующим образом:

$$\frac{h-h_1}{h_{\max}-h} = \frac{t-t_1}{T-t}. \quad (7)$$

Изменение с течением времени диагностического параметра (уровня акустического излучения), генерируемого процессом резания, описывается следующим выражением, отражающим механику разрушения инструмента

$$A = A_1 + \Delta A \cdot \left(\frac{t-t_1}{T-t} \right)^n, \quad (8)$$

где $\Delta A = A_{\max} - A$ - разница между максимальным и уровнем акустического излучения на момент времени t , A_1 - уровень акустического излучения после работы лезвия инструмента в течение времени t_1 .

Под максимальным уровнем акустического излучения понимается уровень звука, при возникновении которого процесс резания прекращается, из-за недопустимой степени износа лезвия инструмента.

Параметры: $\Delta A, T, n$ определяются в процессе аппроксимации изменения во времени диагностического параметра A графиком аналитической зависимости (8).

Выражение (8) можно преобразовать следующим образом:

$$\left(\frac{A-A_1}{A_{\max}-A} \right)^{\frac{1}{n}} = \frac{t-t_1}{T-t}. \quad (9)$$

Видно, что правые части выражений (7) и (9) совпадают, следовательно, можно допустить, что их левые части так же равны между собой, т.е.

$$\frac{h-h_1}{h_{\max}-h} = \left(\frac{A-A_1}{A_{\max}-A} \right)^{\frac{1}{n}}. \quad (10)$$

При этом в знаменателе значения износа h и уровня акустического излучения A заменяем величинами, соответственно h_1 и A_1 . Это позволяет на основании анализа характера изменения уровня акустического излучения оценить за время резания t_1 величину относительного износа инструмента. Относительный износ количественно характеризует степень износа инструмента и изменяется от нуля до единицы или в процентах от нуля до 100%.

Между износом, возникающим в процессе резания и уровнем акустического излучения, сопровождающим этот процесс, существует тесная корреляция, что позволяет использовать данный диагностический параметр для оценки работоспособного состояния инструмента.

2. Управление процессом резания металлов посредством контроля за возникающим при этом акустическим излучением

Скорость износа γ пропорциональна произведению усилия прижатия P_{np} , действующего в трущейся паре, и скорости их относительного скольжения $V_{ск}$ [13].

$$\gamma \approx P_{np} \cdot V_{ск}. \quad (11)$$

В данном случае трущейся парой является «резец – обрабатываемая заготовка». Действующее в ней усилие определяется по следующей формуле [3]

$$P_{рез} = \sqrt{P_x^2 + P_y^2 + P_z^2}, \quad (12)$$

где $P_{x,y,z}$ – составляющие силы резания в H , определяемые в свою очередь по следующей эмпирической формуле [3]

$$P_{x,y,z} = 10 \cdot C_p \cdot t^x \cdot S^y \cdot v^n \cdot K_p, \quad (13)$$

где t - глубина резания, мм; S - подача, мм/об; v - скорость резания, м/мин; C_p - постоянная для данного вида обработки, обрабатываемого и инструментального материалов; K_p – поправочный коэффициент.

Скорость резания (относительная скорость скольжения $V_{ск}$) определяется по эмпирической формуле [3]

$$v = \frac{C_v}{T^m \cdot t^\beta \cdot S^a}, \quad (14)$$

где C_v – поправочный коэффициент.

Значения поправочных коэффициентов и показателей степени, содержащихся в этих формулах, так же как и периода стойкости T инструмента, применяемого для данного вида обработки, приводятся в соответствующих справочниках, например, в [3].

Для изменения степени износа инструмента необходимо изменять скорость износа γ , следовательно, необходимо изменять величину множителей P_{np} и $V_{ск}$. Это в свою очередь требует изменения параметров резания: S, v и t .

Скорость, жестко связанная с частотой вращения, и подача зависят от кинематики станка и изменяются в геометрической прогрессии. Глубина резания t является свободно варьируемой величиной, поэтому для удобства дальнейшего рассмотрения необходимо выразить ее через жестко задаваемые величины S и v .

$$t = \beta \sqrt{\frac{C_v}{T^m \cdot v \cdot S^a}}. \quad (15)$$

Далее, для того, чтобы избавиться от поправочных коэффициентов, являющихся «коэффициентами неопределенности» в формулах (13) и (15) следует перейти к безразмерным величинам.

$$\bar{P}_{x,y,z} = \left(\frac{t}{t_0} \right)^x \left(\frac{S}{S_0} \right)^y \left(\frac{v}{v_0} \right)^n, \quad (16)$$

где t_0, S_0, v_0 - расчетные (исходные) значения параметров режима резания, задаваемые традиционным способом в начале обработки детали.

С учетом (15) выражение (16) представим в следующем виде

$$\bar{P}_{x,y,z} = \left(\left(\frac{T_{TP}}{T_\phi} \right)^m \left(\frac{V_0}{V} \right) \left(\frac{S_0}{S} \right)^\alpha \right)^{\frac{x}{\beta}} \left(\frac{S}{S_0} \right)^y \left(\frac{V}{V_0} \right)^n, \quad (17)$$

Или в более компактной форме

$$\bar{P}_{x,y,z} = \left(\frac{T_{TP}}{T_\phi} \right)^{\frac{m \cdot x}{\beta}} \left(\frac{S}{S_0} \right)^{y - \frac{\alpha \cdot x}{\beta}} \left(\frac{V}{V_0} \right)^{n - \frac{x}{\beta}}, \quad (18)$$

где T_{TP} - необходимый (требуемый) для выполнения данного технологического процесса ресурс лезвия инструмента; T_ϕ - фактический (прогнозируемый) ресурс лезвия инструмента.

Под фактическим ресурсом T_ϕ понимается параметр T функции (8), определяемый при аппроксимации результатов диагностического контроля состояния трущейся пары «резец – обрабатываемая заготовка» графиком этой функции.

Алгоритм управления резанием основывается на уменьшении скорости износа резца до величины, обеспечивающей реализацию на практике требуемого ресурса. Выше было показано, что между износом резца и уровнем акустического излучения, сопровождающего процесс резания, существует тесная корреляция. В соответствии с этим принималось, что степень изменения скорости износа пропорциональна отношению фактического уровня акустического излучения и A_ϕ к требуемому A_{mp} . При этом под требуемым уровнем акустического излучения понимается предельно допустимый уровень звука, который не должен превышать в процессе резания. При выполнении этого условия инструмент сможет проработать требуемое до затупления время T_{TP} .

$$A_{mp}(t) = A_1 + \Delta A \cdot \left(\frac{t - t_1}{T_{TP} - t} \right)^n. \quad (19)$$

Управление процессом резания выполняется в следующей последовательности:

- по принятой методике [3] рассчитывается режим резания (параметры t_0, S_0, v_0);
- контролируется фактический уровень акустического излучения (A_ϕ), генерируемый процессом резания;

- результаты контроля (зависимость уровня акустического излучения от времени резания $A_\phi(t)$) аппроксимируются графиком функции (8), при этом определяются параметры: $\Delta A, n$ и T ;

- если параметр T превышает требуемое для обработки детали (деталей) время, т.е. выполняется условие $T_\phi > T_{TP}$, то резание продолжается на том же режиме; если нет, то проводится изменение режима резания таким образом, чтобы условие $T_\phi > T_{TP}$ выполнялось;

- требуемые параметры резания определяются путем минимизации следующего функционала

$$U = \left(\bar{P}_{рез} \cdot \bar{v} - \frac{A_{mp}(t)}{A_\phi(t)} \right)^2, \quad (20)$$

где $\bar{P}_{рез} = \sqrt{\bar{P}_x^2 + \bar{P}_y^2 + \bar{P}_z^2}$ - относительная величина силы резания;

$$\bar{v} = \frac{v(t)}{v_0}, \quad \bar{V} = \frac{v(t)}{v_0}, \quad \text{где } v(t) \text{ - регулируемая скорость резания, которая}$$

выбирается в соответствии с кинематикой станка.

Выводы

Оптимальное управление производством начинается с комплекса «процесс-оборудование-инструмент», где ключевой проблемой является непредсказуемая заранее фактическая стойкость инструмента. Как инструмент, так и заготовка – будущая деталь – обладают, в общем-то, непредсказуемыми прочностными свойствами. Последнее обусловлено неминуемым разбросом свойств материалов на их молекулярном уровне. Выходом из данной ситуации является эксплуатация инструмента на основе прогнозирования его фактического ресурса, иначе компьютеризация станочного оборудования не приведет к желаемому результату. В статье показано, что для прогнозирования фактического ресурса резца и управления на основе этого режимом резания можно успешно воспользоваться методами, применяемыми в технической диагностике.

Список литературы: 1. Старков В. К. Обработка резанием. Управление стабильностью и качеством в автоматизированном производстве. -М: Машиностроение, 1989. -296с. 2. Юркевич В. В. Прогнозирование точности изготовления деталей// Техника машиностроения. -М: Машиностроение, 2000.- №4 (26). -С.46-52. 3. Справочник технолога-машиностроителя. В 2-х т. Т. 2 /Под ред. А. Г. Косиловой и Р. К. Мещерякова.— 4-е изд., перераб. и доп.— М.: Машиностроение, 1986. 496с. 4. Грановский Г.И., Грановский В.Г. Резание металлов. Учебник для машиностр. и приборостр. спец. вузов. -М: Высш. шк., 1975. -304 с. 5. Нахапетян Е. Г. Контроль и диагностирование автоматического оборудования. -М: Наука, 1990. -272с. 6. Кибальченко А.В. Применение метода акустической эмиссии в условиях гибких производственных систем. - М. ВНИИТЭМР, 1986, 56 с. 7. Акустика: Справочник/ А.П. Ефимов, А.В. Никонов, М.А. Сапожков, В.И. Шоров/ под ред. М.А. Сапожкова. - 2-е изд., перераб. и доп. - М.: Радио и связь, 1989- 336 с.

Поступила в редакцию 15.05.2008

В.Н. ОСТАПЧУК, А.Я. МОВШОВИЧ, Б.В. ГОРЕЛИК

К ВОПРОСУ ВЛИЯНИЯ ИОННОЙ БОМБАРДИРОВКИ НА МЕХАНИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА СТАЛИ

В статье приведены результаты исследования влияния вакуумно-плазменной обработки на механические свойства сталей.

Введение

Характер влияния ионной бомбардировки на структуру и свойства твердого тела определяется главным образом природой ионов, их энергией и дозой облучения.

Интервал энергии ионов, обеспечивающих стадию ионной бомбардировки при вакуумно-плазменной обработке таков, что они могут: очищать поверхность от загрязнений, разогревать поверхность детали, стимулируя миграцию поверхностных атомов и эмиссию вторичных электронов, а также обеспечивать поверхностную имплантацию бомбардирующих ионов.

В связи с тем, что технология вакуумно-плазменных покрытий широко применяется в промышленности, представляется целесообразным изучение влияния ионной бомбардировки на структуру и механические свойства упрочняемых сталей [1].

Методика исследования

Исследование проведено на образцах из стали Р6М5. Образцы изготовлены в виде параллелепипедов размерами 60x10x60, которые вырезались из поковки с припуском на шлифовку после термической обработки.

После термообработки и шлифовки образцы подвергали ионной бомбардировке в вакуумной установке, затем испытывали на статистический изгиб таким образом, что бомбардировочная поверхность образцов находилась в зоне растягивающих напряжений. Измеряли также микро- и макротвердости бомбардированной поверхности. В поверхностном слое методом рентгеноструктурного анализа определяли размер областей когерентного рассеяния и уровень микродеформаций.

Закалка образцов проводилась от температуры 1235°C (из соляной ванны в масле). Поскольку согласно литературным данным при ионной

бомбардировке возможна активация диффузии углерода из стали, которая из общих соображений должна дестабилизировать остаточный аустенит, представлялось интересным изучить влияние бомбардировки ионами различных материалов на фазовый состав стали, содержащей различное количество остаточного аустенита. С этой целью часть образцов отпускались один раз, вторая часть образцов – 3 раза. Отпуск осуществлялся при температуре 560°C 60 мин. После отпуска образцы охлаждались на воздухе.

После термообработки образцы со всех сторон сошлифовывались на глубину 0,5 мм, что гарантировало удаление обезуглероженного слоя. Прочность стали, подвергнутой ионной бомбардировке, определялась при испытаниях на изгиб (ГОСТ 14019-80). Выбранная методика позволяет:

- создать напряженное состояние, близкое к возникающему при работе многих инструментов;

- использовать гладкие образцы без переходов по сечению, что дает возможность уменьшить трудно учитываемое влияние концентрации напряжений, неизбежной в образцах сложной формы;

- получить меньший разброс результатов испытаний;

- более точно (по сравнению с испытаниями на растяжение или сжатие)

определить влияние структурных факторов.

Нагружение образцов осуществляли сосредоточенной нагрузкой по схеме трехточечного изгиба, при этом, обработанная поверхность располагалась в зоне действия растягивающих напряжений.

Испытания проводили до разрушения образца с записью диаграммы в координатах: нагрузка P – прогиб f . По диаграммам определяли максимальную разрушающую нагрузку P_{\max} и стрелу пластического прогиба f .

Предел прочности на изгиб $G_{\text{изг}}$ определялся по формуле:

$$G_{\text{изг}} = \frac{3P_{\max}l}{1bh^2}$$

где P_{\max} – максимальная нагрузка, определенная по диаграмме «нагрузка-деформация»;

l – расстояние между опорами;

b, h – геометрические параметры сечения образца.

В каждой партии насчитывалось 8-10 образцов.

Макротвердость поверхности образца определялась в соответствии ГОСТ 9013-59 на приборе ТК-14-250 по шкале С на основании пяти измерений.

Микротвердость поверхности определяли на приборе ПТМ-3 при нагрузке 0,98 Н на основании 10 измерений по стандартной методике (ГОСТ9450-76).

Результаты испытаний

Важнейшим свойством инструментальных сталей является твердость. Она характеризует напряженное состояние близкое к неравномерному всестороннему сжатию и определяет сопротивление пластической деформации и контактными напряжениям, возникающим в процессе приложения нагрузок.

Сравнительный анализ значений твердости образцов прошедших различную обработку показал, что в результате ионной бомбардировки твердость либо не изменялась, либо уменьшалась. Причем уменьшение твердости наблюдалось только в тех случаях, когда температура образцов превышала теплостойкость материала основы. Микротвердость при этом наблюдается только в тех случаях, когда температура образцов превышает теплостойкость материала основы. Микротвердость при этом может как уменьшаться так и увеличиваться, что зависит от используемого реакционного газа. Увеличение НРСэ соответствует увеличению микротвердости. Точки же, относящиеся к ионной бомбардировке титаном в среде азота при давлении в вакуумной камере $8,3 \cdot 10^{-2}$ Па лежат выше, что может быть связано с влиянием на измеряемые значения микротвердости тонкого слоя покрытия TiN, которое образуется на поверхности образцов, о чем можно судить хотя бы по желтоватому цвету бомбардированных поверхностей. Толщина такого покрытия невелика (доли микрометра), однако, принимая во внимание высокую твердость нитрида титана (22000-25000 МПа) некоторое влияние на измеряемые значения микротвердости может оказываться. Это влияние выражается в повышении измеряемых значений на 700-900 МПа, причем в пределах этой совокупности точек просматривается корреляция между микро- и макротвердостью.

Вместе с тем, ионная бомбардировка титана в среде инертных газов (аргона) не привела к увеличению микротвердости поверхностного слоя.

Результаты сравнительных испытаний статистическим изгибом показали, что бомбардировка ионами Ti⁺ способна изменить предел прочности быстрорежущей стали. При этом наблюдалась корреляционная зависимость между временем процесса бомбардировки и изменением прочностных характеристик. Увеличение времени приводит к увеличению

среднего предела прочности образцов ~ на 25%. Однако зависимость «предел прочности – время бомбардировки» не является прямопропорциональной.

Установлено, что при разогреве поверхности образцов под воздействием обработки ускоренными ионами выше теплостойкости стали эффект повышения прочности не наблюдался и происходило даже его снижение. Что, по всей видимости, связано с термическим разупрочнением материала [1].

Анализ диаграммы изгиба показал, что разрушение носит хрупкий характер, при этом полная работа разрушения увеличивается с увеличением разрушающей нагрузки. Интересным представляется результат увеличения работы разрушения в тех случаях, когда разрушающая нагрузка, а следовательно, и предел прочности были ниже, по сравнению с контрольными. Это наблюдалось в тех случаях, когда в результате интенсивной ионной бомбардировки происходило термическое разупрочнение стали. Кроме того, увеличение величины прогиба позволяет говорить о некотором уменьшении склонности быстрорежущей стали к хрупкому разрушению. Величина прогиба отражает суммарную деформацию (упругую и пластическую), в которой у инструментальных сталей с хрупким разрушением доля упругой деформации преобладает.

Выводы

1. Ионная бомбардировка приводит к повышению вязких параметров разрушения. Однако заметное изменение параметров разрушения происходит при таких технологических режимах обработки, когда твердость стали начинает уменьшаться.
2. Применение предварительного нагрева образцов до температуры 300-350°C с целью очистки поверхности не приводит к изменению механических свойств по сравнению с образцами, не прошедшими вакуумно-празменную обработку.
3. Бомбардировка ионами Ti изменяет предел прочности при изгибе. При этом наблюдается корреляционная зависимость между временем процесса и изменением прочности.
4. Увеличение микротвердости поверхности связано с образованием тонкого твердого слоя.

Список литературы: 1. Верещака А.С., Третьяков И.П. Режущий инструмент с износостойкими покрытиями. – М.: Машиностроение. – 1968. – 192 с. 2. Остапчук В.Н., Мовшович А.Я., Горелик Б.В. Влияние времени ионной очистки температур косвенного подогрева на адгезионную прочность вакуумно-плазменного покрытия / Высокие технологии в машиностроении. – Харьков: НТУ «ХПИ». – 2008. – Вып.1. – С.211-216.

Построение трехмерных моделей трех инструментов, которые принимают участие в процессе обработки, а именно: ведущего круга, шлифовального круга и опорного ножа, осуществляется кинематическим методом ($\dot{N} \cdot \dot{V} = 0$) [7]. То есть, решается прямая задача теории формообразования, где профилем детали будут образовываться инструментальные поверхности. После этого будет проверяться правильность формообразования инструментов, путем определения координат центров поперечных сечений детали (точек пересечения эквидистантных поверхностей инструментов). Затем будет рассматриваться обратная задача теории формообразования, где будет проводится построение траектории перемещения оси заготовки в крайних и центральном поперечном сечениях в процессе обработки.

Математическое моделирование процесса бесцентрового врезного шлифования проводим на основании модульного аппарата [8] преобразования координат с использованием программного пакета MathCAD 11 Enterprise Edition немецкой фирмы MathSoft, который наиболее удобный для подобных расчетов.

Уравнение осевого сечения детали запишем с помощью функции Хевисайда:

$$R_{det}(z) = \Phi(z) \cdot 35 - \Phi(z-20) \cdot 35 + \Phi(z-20) \cdot \text{cubspline}(z) - \Phi(z-100) \cdot \text{cubspline}(z) + \Phi(z-100) \cdot 35 - \Phi(z-120, 001) \cdot 35,$$

где z – осевая координата детали; $R_{det}(z)$ – радиус детали в функции от координаты z .

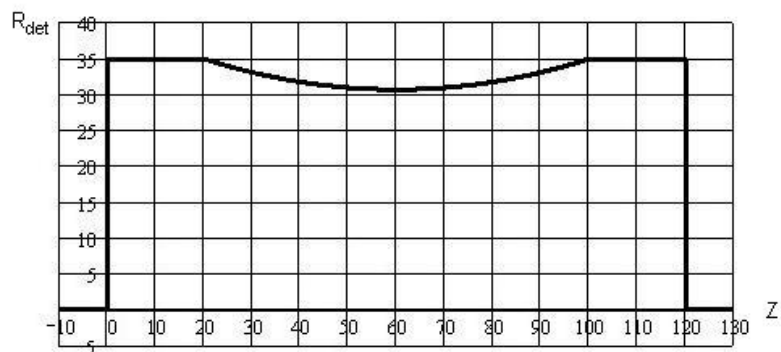


Рис. 2 – Осевое сечение детали

Поверхность детали образуется путем вращения профиля (рис. 2), модульная 3D модель которой имеет вид

$$\vec{r}(z, \theta) = C_1(z, \theta, R_{det}(z)) \cdot \vec{e}_4,$$

где z и θ в цилиндрическом модуле C_1 , [8] – независимые параметры, которые определяют вид поверхности детали; $\vec{e}_4 = (0, 0, 0, 1)^T$ – радиус-вектор начала координат, совпадающего с формообразующей точкой.

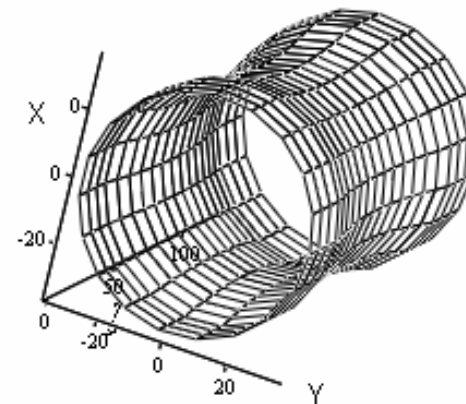


Рис. 3 – 3D моделирование поверхности детали

Конструктивные параметры системы (рис. 1):

$R_{det1} = 35 \text{ мм}$ – радиус цилиндрической части детали (максимальный);

$R_{sh} = 205 \text{ мм}$ – радиус шлифовального круга;

$R_{ved} = 150 \text{ мм}$ – радиус ведущего круга;

Расстояние между осями детали и круга

$$x = (R_{sh} + R_{det1}) \cdot \sin\left(4,5 \cdot \frac{\pi}{180}\right);$$

$x = x_{ved} = x_{sh} = 22,3608 \text{ мм}$ – расстояние по оси x ;

$y_{ved} = \sqrt{(R_{ved} + R_{det1})^2 - x_{ved}^2} = 183,6437 \text{ мм}$ – расстояние от оси $Z_{вк}$ ведущего круга до оси детали Z по оси y ;

$y_{sh} = \sqrt{(R_{sh} + R_{det1})^2 - x_{sh}^2} = 284,1214 \text{ мм}$ – расстояние от оси $Z_{шк}$ шлифовального круга до оси детали Z по оси y .

Составим модульную 3D модель ведущего круга.

Поверхность круга в глобальной системе координат описывается матричным уравнением

$$\vec{r}_{вк}(\Theta, \psi_v, z, \theta) = C_1(0, \Theta, 0) \cdot S(0, \psi_v, 0) \cdot P(0, y_{ved}, x_{ved}) \cdot C_1(z, \theta, R_{det}(z)) \cdot \vec{e}_4,$$

где C , S , P – цилиндрический, сферический и прямоугольный модули [8].

Векторы касательных к поверхности круга находим из уравнений:

$$\bar{A} = \frac{\partial \bar{r}_{\text{БК}}}{\partial \theta} = C_1(0, \Theta, 0) \cdot S(0, \psi_v, 0) \cdot P(0, y_{\text{ved}}, x_{\text{ved}}) \cdot D2C_1(z, \theta, R_{\text{det}}(z)) \cdot \bar{e4};$$

$$\bar{B} = \frac{\partial \bar{r}_{\text{БК}}}{\partial z} = C_1(0, \Theta, 0) \cdot S(0, \psi_v, 0) \cdot P(0, y_{\text{ved}}, x_{\text{ved}}) \cdot D3C_1(z, \theta, R_{\text{det}}(z)) \cdot \bar{e4}.$$

Вектор нормали к поверхности ведущего круга, определяется как векторное произведение векторов касательных

$$\bar{N}(\Theta, \psi_v, z, \theta) = \bar{A}(\Theta, \psi_v, z, \theta) \times \bar{B}(\Theta, \psi_v, z, \theta).$$

Вектор единичной нормали равен

$$\bar{n}(\Theta, \psi_v, z, \theta) = \frac{\bar{A}(\Theta, \psi_v, z, \theta) \times \bar{B}(\Theta, \psi_v, z, \theta)}{|\bar{A}(\Theta, \psi_v, z, \theta) \cdot \bar{B}(\Theta, \psi_v, z, \theta)|}.$$

Вектор скорости вращения ведущего круга описывается уравнением

$$\bar{V}_{\text{БК}}(\Theta, \psi_v, z, \theta) = D2C_1(0, \Theta, 0) \cdot S(0, \psi_v, 0) \cdot P(0, y_{\text{ved}}, x_{\text{ved}}) \cdot C_1(z, \theta, R_{\text{det}}(z)) \cdot \bar{e4}.$$

Условие формообразования ($\dot{N} \cdot \dot{V} = 0$) имеет вид

$$\bar{V}N(\Theta, \psi_v, z, \theta) = \bar{V}_{\text{БК}}(\Theta, \psi_v, z, \theta) \cdot \bar{n}(\Theta, \psi_v, z, \theta).$$

Углы, которые определяют положение линии контакта ведущего круга на поверхности детали, можно определить при помощи блока

$$K_{\text{БК}}(\psi_v) = \begin{cases} q \leftarrow 0 \\ \text{for } i \in 0..a \\ m \leftarrow i + 1 \\ e_m \leftarrow \frac{Z}{a} \cdot i \\ Q_m \leftarrow \text{root}(\bar{V}N(0, \psi_v, e_m, q), q) \\ M^{<m>} \leftarrow \begin{pmatrix} e_m \\ Q_m \end{pmatrix} \\ M^T \end{cases}$$

$$Kk_{\text{БК}} = \text{cspline}(K_{\text{БК}}(\psi_v)^{<1>}, K_{\text{БК}}(\psi_v)^{<2>});$$

$$Y_{\text{БК}}(z_t) = \text{int erp}(Kk_{\text{БК}}(\psi_v), K_{\text{БК}}(\psi_v)^{<1>}, K_{\text{БК}}(\psi_v)^{<2>}, z_t).$$

Уравнение линии контакта ведущего круга с деталью описывается модульным уравнением

$$\text{Lk}_{\text{БК}}(\Theta_{\text{ved}}, z_t) = C_1(0, \Theta_{\text{ved}}, 0) \cdot S(0, \psi_v, 0) \cdot P(0, y_{\text{ved}}, x_{\text{ved}}) \cdot C_1(z_t, Y_{\text{БК}}(z_t), R_{\text{det1}}) \cdot \bar{e4}.$$

Профиль ведущего круга равен

$$Rt = 0;$$

$$R_{\text{БК}}(\Theta_{\text{ved}}, z_t) = \begin{pmatrix} Lk_{\text{БК}}(\Theta_{\text{ved}}, z_t)_1 + Rt \cdot \bar{n}(\Theta_{\text{ved}}, \psi_v, z_t, Y_{\text{БК}}(z_t))_1 \\ Lk_{\text{БК}}(\Theta_{\text{ved}}, z_t)_2 + Rt \cdot \bar{n}(\Theta_{\text{ved}}, \psi_v, z_t, Y_{\text{БК}}(z_t))_2 \\ Lk_{\text{БК}}(\Theta_{\text{ved}}, z_t)_3 + Rt \cdot \bar{n}(\Theta_{\text{ved}}, \psi_v, z_t, Y_{\text{БК}}(z_t))_3 \end{pmatrix};$$

$$Vk(\Theta_{\text{ved}}, z_t) = P(0, y_{\text{ved}}, -x_{\text{ved}}) \cdot R_{\text{БК}}(\Theta_{\text{ved}}, z_t).$$

Аналогично можно записать модульные 3D модели для шлифовального круга и опорного ножа.

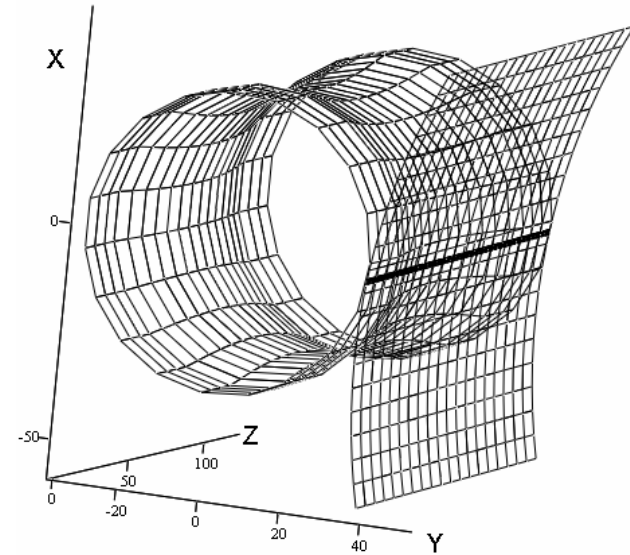


Рис. 4 – 3D моделирование поверхности детали и ведущего круга

Линия контакта шлифовального круга и детали описывается модульным уравнением

$$\text{Lk}_{\text{шк}}(\Theta_{\text{sh}}, z_t) = C_1(0, \Theta_{\text{sh}}, 0) \cdot S(0, \psi_{\text{sh}}, 0) \cdot P(0, y_{\text{sh}}, x_{\text{sh}}) \cdot C_1(z_t, Y_{\text{шк}}(z_t), R_{\text{det}}(z_t)) \cdot \bar{e4}.$$

Профиль шлифовального круга находим из выражения

$$R_{\text{шк}}(\Theta_{\text{sh}}, z_t) = \begin{pmatrix} Lk_{\text{шк}}(\Theta_{\text{sh}}, z_t)_1 + Rt_{\text{шк}} \cdot \bar{n}(\Theta_{\text{sh}}, \psi_{\text{sh}}, z_t, Y_{\text{шк}}(z_t))_1 \\ Lk_{\text{шк}}(\Theta_{\text{sh}}, z_t)_2 + Rt_{\text{шк}} \cdot \bar{n}(\Theta_{\text{sh}}, \psi_{\text{sh}}, z_t, Y_{\text{шк}}(z_t))_2 \\ Lk_{\text{шк}}(\Theta_{\text{sh}}, z_t)_3 + Rt_{\text{шк}} \cdot \bar{n}(\Theta_{\text{sh}}, \psi_{\text{sh}}, z_t, Y_{\text{шк}}(z_t))_3 \end{pmatrix}.$$

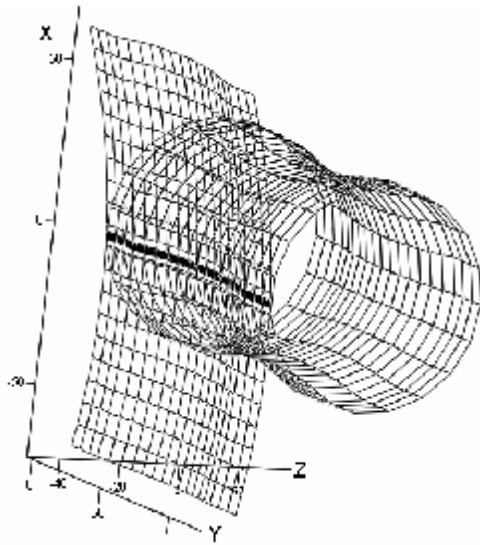


Рис. 5 – 3D моделирование поверхности детали и шлифовального круга

Линия контакта ножа с деталью описывается произведением трех модулей

$$Lk_n(y, z_t) = P(0, y_n, x_n) \cdot C_1(0, \theta_n, y) \cdot C_2(z_t, Y_n(z_t), -R_{det.al}) \overline{e4}.$$

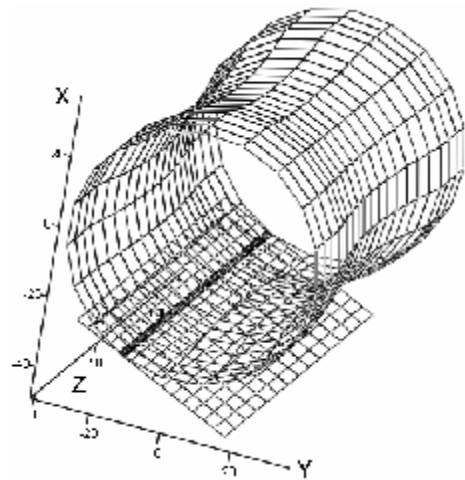


Рис. 6 – 3D моделирование поверхности детали и ножа
Профиль ножа равен

$$R_n(y, z_t) = \begin{pmatrix} Lk_n(y, z_t)_1 + Rt_n \cdot \bar{n}(y, \theta_n, z_t, Y_n(z_t))_1 \\ Lk_n(y, z_t)_2 + Rt_n \cdot \bar{n}(y, \theta_n, z_t, Y_n(z_t))_2 \\ Lk_n(y, z_t)_3 + Rt_n \cdot \bar{n}(y, \theta_n, z_t, Y_n(z_t))_3 \end{pmatrix}.$$

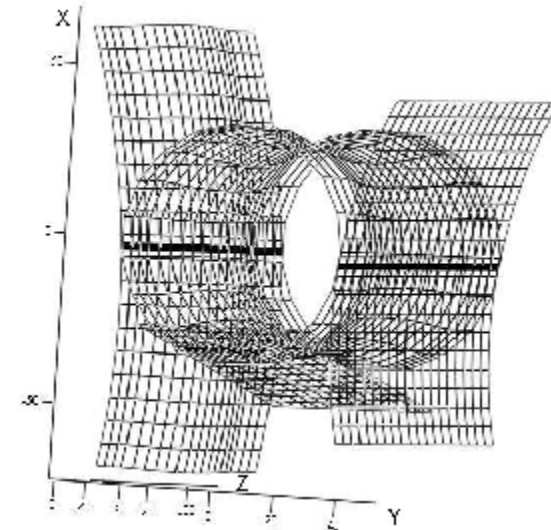


Рис. 7 – Математическая модель зоны обработки

Рассмотрим обратную задачу теории формообразования. То есть, построим траектории перемещения оси заготовки в крайних и центральном поперечном сечениях в процессе обработки.

Уравнение профиля образующей заготовки запишем в виде функции Хевисайда

$$R_{zag}(z) = \Phi(z) \cdot 35.3 - \Phi(z - 20.8) \cdot 35.3 + \Phi(z - 20.8) \cdot \text{cubspline}(z) - \Phi(z - 99.1) \cdot \text{cubspline}(z) + \Phi(z - 99.1) \cdot 35.2 - \Phi(z - 120,001) \cdot 35.2.$$

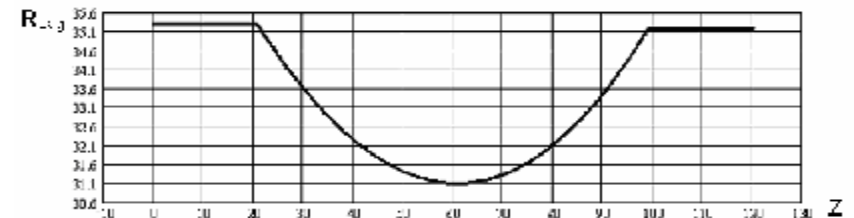


Рис. 8 – Профиль образующей заготовки

В процессе обработки (рис. 1) ведущий круг 2 и нож 3 остаются неподвижными, врезание производится шлифовальным кругом 1, который подается в зону обработки. Путем пошагового расчета получим траектории движения оси заготовки в крайних и центральном поперечном сечениях.

Для расчета запишем радиус-векторы шлифовального и ведущего кругов и ножа как функции от расстояний построения эквидистантных поверхностей

$$R_n(y, R_n, z_t) = \begin{pmatrix} Lk_n(y, z_t)_1 + R_n \cdot \bar{n}(y, \theta_n, z_t, Y_n(z_t))_1 \\ Lk_n(y, z_t)_2 + R_n \cdot \bar{n}(y, \theta_n, z_t, Y_n(z_t))_2 \\ Lk_n(y, z_t)_3 + R_n \cdot \bar{n}(y, \theta_n, z_t, Y_n(z_t))_3 \end{pmatrix};$$

$$Noz(y, R_n, z_t) = P(0, y_n, x_n) \cdot R_n(y, R_n, z_t);$$

$$R_{ek}(\Theta_{ved}, R_{vk}, z_t) = \begin{pmatrix} Lk_{ek}(\Theta_{ved}, z_t)_1 + R_{vk} \cdot \bar{n}(\Theta_{ved}, \psi_v, z_t, Y_{ek}(z_t))_1 \\ Lk_{ek}(\Theta_{ved}, z_t)_2 + R_{vk} \cdot \bar{n}(\Theta_{ved}, \psi_v, z_t, Y_{ek}(z_t))_2 \\ Lk_{ek}(\Theta_{ved}, z_t)_3 + R_{vk} \cdot \bar{n}(\Theta_{ved}, \psi_v, z_t, Y_{ek}(z_t))_3 \end{pmatrix};$$

$$Vk(\Theta_{ved}, R_{vk}, z_t) = P(0, y_{ved}, x_{ved}) \cdot R_{ek}(\Theta_{ved}, R_{vk}, z_t);$$

$$R_{uk}(\Theta_{sh}, R_{sh}, z_t) = \begin{pmatrix} Lk_{uk}(\Theta_{sh}, z_t)_1 + R_{sh} \cdot \bar{n}(\Theta_{sh}, \psi_{sh}, z_t, Y_{uk}(z_t))_1 \\ Lk_{uk}(\Theta_{sh}, z_t)_2 + R_{sh} \cdot \bar{n}(\Theta_{sh}, \psi_{sh}, z_t, Y_{uk}(z_t))_2 \\ Lk_{uk}(\Theta_{sh}, z_t)_3 + R_{sh} \cdot \bar{n}(\Theta_{sh}, \psi_{sh}, z_t, Y_{uk}(z_t))_3 \end{pmatrix};$$

$$Sh(\Theta_{sh}, R_{sh}, z_t) = P(0, y_{sh}, x_{sh}) \cdot R_{uk}(\Theta_{sh}, R_{sh}, z_t).$$

Расчет системы модульных уравнений проводим итерационным методом, поэтому изначально задаются приближенные значения неизвестных компонент. Суть решения – сначала задается координата Z расположения поперечного сечения, потом находятся расстояния построения эквидистантных поверхностей к инструментам, при которых точка пересечения этих поверхностей находится в заданном сечении.

Результаты данного расчета заносим в матрицы координат траектории движения оси заготовки M_{knz} , M_{kcz} , M_{kkz} в начальном, центральном та конечном поперечных сечениях для их дальнейшего графического изображения. Первый столбец матрицы отвечает положению пересечения эквидистант по координате X, мм, второй столбец – по координате Y, мм, третий столбец – по координате Z, мм.

Для примера рассмотрим центральное сечение при $z = 60$ мм при расположении шлифовального круга на расстоянии $-R_{det}(z_t) = -0,3663$ мм.

$$Given R_n = -R_{data}; R_{sh} = -R_{det}(z_t); z_t = 60;$$

$$Vk(\Theta_{ved}, R_{vk}, z_T)_1 = Sh(\Theta_{sh}, R_{sh}, z_t)_1;$$

$$Vk(\Theta_{ved}, R_{vk}, z_T)_2 = Sh(\Theta_{sh}, R_{sh}, z_t)_2;$$

$$Vk(\Theta_{ved}, R_{vk}, z_T)_3 = Sh(\Theta_{sh}, R_{sh}, z_t)_3;$$

$$Vk(\Theta_{ved}, R_{vk}, z_T)_1 = Noz(y, R_n, z_t)_1;$$

$$Vk(\Theta_{ved}, R_{vk}, z_T)_2 = Noz(y, R_n, z_t)_2;$$

$$Vk(\Theta_{ved}, R_{vk}, z_T)_3 = Noz(y, R_n, z_t)_3;$$

$$Sh(\Theta_{sh}, R_{sh}, z_t)_1 = Noz(y, R_n, z_t)_1;$$

$$Sh(\Theta_{sh}, R_{sh}, z_t)_2 = Noz(y, R_n, z_t)_2;$$

$$Sh(\Theta_{sh}, R_{sh}, z_t)_3 = Noz(y, R_n, z_t)_3;$$

$$rez = Find(R_{vk}, R_{sh}, R_n, \Theta_{ved}, \Theta_{sh}, y, z_t, z_T);$$

$$rez^T = (-35.17 \quad -30.73 \quad -35.3 \quad -0.0056 \quad 0 \quad 0 \quad 60 \quad 60.4);$$

$$Vk(rez_4, rez_1, rez_8)^T = (0 \quad 0 \quad 60 \quad 1);$$

$$Sh(rez_5, rez_2, rez_7)^T = (0 \quad 0 \quad 60 \quad 1);$$

$$Noz(rez_6, rez_3, rez_7)^T = (0 \quad 0 \quad 60 \quad 1).$$

Матрицы координат траектории движения оси заготовки в крайних и центральном поперечных сечениях в процессе обработки составляются из результатов расчета, которые получают в расчетном блоке. Для нахождения матрицы M_{kcz} разница радиусов заготовки и детали (припуск) 0,3663 мм разбивается на n-количество частей (например на 7).

$$M_{knz} = \begin{pmatrix} 0.000095 & -0.000008 & 0 \\ 0.0244 & -0.0521 & 0 \\ 0.048655 & -0.104143 & 0 \\ 0.072936 & -0.156217 & 0 \\ 0.097219 & -0.208289 & 0 \\ 0.121502 & -0.260365 & 0 \\ 0.145787 & -0.312444 & 0 \end{pmatrix}; M_{kcz} = \begin{pmatrix} 0.0573 & -0.0045 & 60 \\ 0.3658 & -0.7844 & 60 \\ 0.7323 & -1.57040 & 60 \\ 1.0986 & -2.35590 & 60 \\ 1.4656 & -3.14305 & 60 \\ 1.8334 & -3.14305 & 60 \\ 2.2015 & -3.93180 & 60 \end{pmatrix};$$

$$M_{kz} = \begin{pmatrix} 0 & 0 & 120 \\ 0.0486 & -0.1041 & 120 \\ 0.0971 & -0.2083 & 120 \\ 0.1457 & -0.3124 & 120 \\ 0.1943 & -0.4166 & 120 \\ 0.2428 & -0.5208 & 120 \\ 0.2914 & -0.6250 & 120 \end{pmatrix}.$$

Блок подготовки данных для графического изображения координат траекторий движения центров заготовки

Начальное поперечное сечение

$$X_{nz} = \begin{cases} \text{for } i \in 1..rows(M_{kz}) \\ Mx_i \leftarrow M_{kz_{i,1}} \\ Mx \end{cases}; \quad Y_{nz} = \begin{cases} \text{for } i \in 1..rows(M_{kz}) \\ My_i \leftarrow M_{kz_{i,2}} \\ My \end{cases};$$

$$Z_{nz} = \begin{cases} \text{for } i \in 1..rows(M_{kz}) \\ Mz_i \leftarrow M_{kz_{i,3}} \\ Mz \end{cases}.$$

Блоки для центрального и конечного поперечных сечений аналогичны.

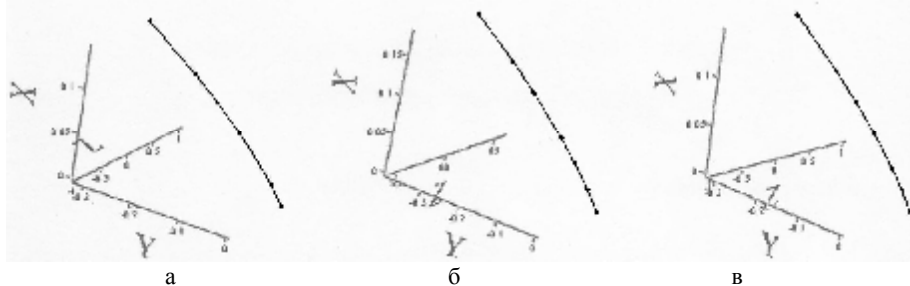


Рис. 9 – Графическая интерпретация траектории движения оси заготовки в процессе обработки а) начальное б) центральное в) конечное поперечные сечения

На основании полученных координат траектории движения оси заготовки в процессе ее обработки (рис. 9) определяем углы скрещивания осей шлифовального круга и детали из выражений

$$\psi = \left| \arctg \left(\frac{x1 - x2}{z2 - z1} \right) \right|; \quad j = \left| \arctg \left(\frac{x1 - x2}{z2 - z1} \right) \right|,$$

где j , ψ – углы поворота оси заготовки вокруг осей X, Y.

Расчет погрешности формообразования осуществляют по методике, изложенной в работе [8]. Анализ расчета показывает, что точность бесцентрового врезного шлифования зависит от конструктивных параметров технологической системы (рис. 1) и погрешности заготовки. На основании анализа расчетов для каждой детали можно определить допусковые отклонения заготовки и, как следствие, углы скрещивания осей шлифовального круга и детали, которые обеспечивают получение требуемой точности формообразования поверхностей вращения с различной формой образующей.

Выводы

Разработаны модульные 3D модели процесса съема припуска и формообразования поверхностей с различной формой образующей при врезном бесцентровом шлифовании. Определены текущие координаты траектории движения оси вращения заготовки в процессе съема припуска и допусковые углы скрещивания осей детали и шлифовального круга в зависимости от конструктивных параметров технологической системы, требуемой точности формообразования и максимальных углов наклона касательных в крайних точках обрабатываемого профиля, на пример, торовой поверхности.

Список литературы: 1. T. Hesz, C. Matson. Centerless grinding machines with epoxy granite bases. Non-metallic machine tool structures 3RD biennial international machine tool technical conference, September 3-10, 1986. P. 439-460. 2. Stout K.J., Sullivan P.J. The development of methods for the characterization of roughness in three-dimensions. Interim report No/2 for EC Contract No 3374/1/0/170/90/2. The University of Birmingham I L'Ecole Centale de Lyon, 1993. - 280. 3. Кальченко В.И. Научные основы шлифования криволинейных поверхностей с управляемой ориентацией абразивного инструмента // Диссертация докт. техн. наук. Харьков: ХГПУ.- 1994.- 329 с. 4. Грабченко А.И., Кондусова Е.Б. и др. 3D – моделирование инструментов, формообразования и съема припуска при обработке резанием.- Харьков, 2001, 302с. 5. Кальченко В.В. 3D моделирование обрабатываемых поверхностей при шлифовании со скрещивающимися осями круга и детали // Високи технології в машинобудуванні. Збірник наукових праць. НТУ „ХПІ”. – Харків, 2001. – Вип. 1 (4). С. 149-153. 6. Равская Н.С., Родін П.Р. Основы теории формообразования поверхностей при механической обработке // Вестник НТУУ «Киевский политехнический институт», Машиностроение. - №33, 1998. – С. 74-82. 7. Равская Н.С., Родін П.Р. та ін. Основы формоутворення поверхонь при механічній обробці. Житомир: ЖІТІ, 2000. – 232 с. 8. Кальченко В.И., Кальченко В.В. Модульное 3D моделирование обрабатываемых поверхностей при различном функциональном назначении скрещивания осей шлифовального круга и детали // Сучасні технології у машинобудуванні: Збірник наукових статей. За заг. ред. А.І. Грабченка – Харків: НТУ “ХПІ”, 2007 – с. 154 –166.

Поступила в редколлегию 15.06.2008

О ВЫБОРЕ ТЕРМОДИНАМИЧЕСКОЙ СХЕМЫ ГАЗОТУРБИННОЙ УСТАНОВКИ ПРОМЫШЛЕННОГО НАЗНАЧЕНИЯ

Habits of application of the gas-turbine drives working on regeneration and air-utilization of cycles are considered, which are intended for substitution of the out-of-date drives on compressor plants of Ukraine. Operating performances of machines are resulted, and the estimation of economic efficiency of their application is given.

Основная область применения промышленных ГТУ в Украине – газотранспортная система, которая является одной из наибольших в Европе. Здесь на компрессорных станциях в составе ГПА эксплуатируются более 80% физически изношенных и морально устаревших газотурбинных приводов (с ресурсом > 100000 часов и КПД на уровне 21...25%). К их числу следует отнести машины ГТК-10, ГТК-25, ГТ-750-6, ГТК-10И, ГТК-25И и др. Как следствие приведенной ситуации – затраты на топливный газ для приводных ГТД в Украине в 2007г. составили более 4,9 млрд. нм³. Если все устаревшие ГПА, которые отработали 15...30 лет, заменить современными ГТД с КПД ≈ 40%, то можно уменьшить затраты топливного газа КС порядка на 1,9 млрд. нм³ в год. Указанные выше приводные двигатели заводами (расположенными за пределами Украины не выпускаются) и поэтому интереса как объект модернизации не представляют.

Значение КПД не менее 40...41% в настоящее время является ориентиром для перспективных ГТУ, работающих по «сухим» циклам (без пароводяных утилизационных надстроек). Для этого существуют различные подходы с применением регенеративных схем, как простой, так и более сложной конфигураций. Принципиально возможно и обеспечение КПД более 40% и в ГТУ простого термодинамического цикла при уровне мощности более 25...30 МВт, что связано с реализацией высоких значений параметров рабочего процесса π_K^* и T_G^* , использованием прогрессивных 3-D методов проектирования основных узлов, а также применением новых материалов [1]. При этом следует заметить, что замена наиболее массового приводного двигателя ГТК-10 на агрегат мощностью 25...30 МВт (укрупнение единичной мощности) приведет к существенному росту экономического эффекта.

Рассмотрим более подробно особенности в применении регенеративных циклов. Известно, что на величину КПД ГТУ наиболее существенно влияют степень регенерации ε , степень подогрева рабочего тела θ и степень повышения давления в цикле π_K^* . Проведенные экономические оценки с учетом цен на энергоносители свидетельствуют о том, что в настоящее время наиболее рациональные значения ε находятся в пределах 0,8...0,85. В ряде

работ это значение принимают на уровне 0,9 [2]. Вместе с тем известно, что увеличение степени регенерации от 0,8 до 0,9 при прочих равных условиях сопровождается ростом поверхности рекуператора ≈ 2,25 раза.

На рис.1 показана оценка возможности увеличения КПД установки простой регенеративной схемы (ГТУ-Р) с различными значениями степени повышения давления и температуры газа перед турбиной, проведенная в ЦИАМ [3]. Видно, что при уровне температуры газа в 1550К, освоенной промышленностью, и $\pi_K^* = 10$ можно достичь КПД 42,5% (при степени регенерации 0,83 и суммарном гидравлическом сопротивлении ≤ 5%).

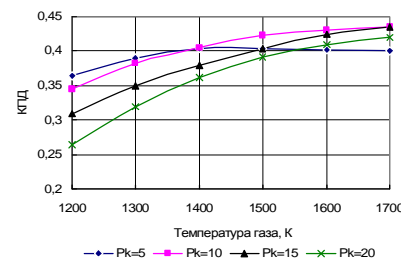


Рис. 1 – Зависимость КПД ГТУ-Р от T_G



Рис. 2 – Mercury 50

В известной энергетической установке фирмы Solar Turbines Inc. «Mercury 50», выполненной по схеме ГТУ-Р, при параметрах цикла $\pi_K^* = 9$, $T_G^* = 1435\text{K}$ и степени регенерации 0,9 обеспечен КПД порядка 40%. Данная схема характерна верхним расположением рекуператора (Рис.2). В качестве примера следует привести и проект НПО «Сатурн» ГТУ-6,3 РАЛ: ($\pi_K^* = 6,9$; $T_G^* = 1518\text{K}$) с КПД 40,5%.

В конце 90-х гг. для повышения топливной экономичности ГТК-25И ООО «Пермтрансгаз» и «Тюментрансгаз» были куплены комплекты агрегаты ГТНР-25И регенеративного цикла фирмы «Нуово Пиньоне» с коэффициентом регенерации 0,83 и достаточно низкой температурой $T_G^* = 1223\text{K}$. Опыт их эксплуатации показал, что эффективный КПД приводного ГТД увеличился на 6% абсолютных и составил 33,6% при снижении мощности на 2 МВт (исходная мощность – 24,5 МВт) вследствие увеличения сопротивления трактов машины. Это привело к снижению КПД нагнетателей природного газа и невозможности выхода их на номинальную частоту вращения [2].

Следует отметить, что в Украине спроектированы и серийно изготавливаются ГТУ простого термодинамического цикла с высокими параметрами рабочего процесса ($\pi_K^* = 19...26$ и $T_G^* = 1450...1550\text{K}$) и КПД 34...37%. Применение здесь простой регенеративной надстройки, естественно, нерационально. Разработка же нового двигателя с низким значением π_K^* приведет к росту затрат на НИОКР, отработку технологий

создания опытного образца и подготовку серийного производства. В сочетании с отсутствием опыта проектирования и доводки надежных рекуператоров с указанными выше параметрами значительно увеличится время создания машины и сроки окупаемости проекта.

Достаточно высокие давления процесса регенерации в ГТУ-Р (0,6...1,0 МПа) приведет к утечкам рабочего тела по мере эксплуатации машины, что отрицательно скажется на вырабатываемой мощности и КПД.

Для повышения КПД установки до уровня 43...46% в схеме ГТУ-Р следует использовать промежуточное охлаждение в процессе сжатия рабочего тела. Однако, как отмечается в работе [4], цикл с промежуточным охлаждением и рекуператором является достаточно сложным в конструктивном исполнении. Это связано с наличием дополнительного теплообменника-охладителя воздуха между каскадами компрессора, в котором снимается большая тепловая мощность. Сюда следует отнести и трудности, связанные с обеспечением герметичности стыков, затраты на дополнительную мощность на привод жидкостных насосов или воздушных вентиляторов. Наличие промежуточного охлаждения между каскадами компрессора значительно обостряет проблему обеспечения устойчивой работы первого каскада, что влечет за собой введение дополнительных регулирующих элементов и усложнение САУ двигателя. Это вынуждает специалистов зачастую отказываться от применений такой схемы на КС.

Таким образом, применение ГТУ-Р вряд ли можно считать рациональным путем модернизации КС.

Вместе с тем существует и другой способ повышения КПД ГТУ с использованием регенеративных схем. Суть его заключается в применении регенерацией в сочетании с воздушной утилизацией либо в отдельной дополнительной воздушной турбине (ГТУ-УТ), либо в дополнительном воздушно-турбинном двигателе (ГТУ-ВТД). В таких машинах можно получить значение КПД на уровне 44...48%.

В **первом** случае воздух частично отбирается из переразмеренного КНД и подогревается в рекуператоре, а далее срабатывается в воздушной утилизационной турбине, создавая на валу дополнительную полезную мощность (рис.3,а). При этом в качестве переразмеренного КНД можно использовать уже выполненный КНД серийного, двигателя большей мощности, как и турбокомпрессор высокого давления ГТД меньшей мощности. Переделке подвергается лишь одноступенчатая турбина низкого давления и опоры, а также конструируются вновь подводяще – отводящие улитки. По такой схеме выполнены в РФ проекты ГТУ ПС-27 и ПС-30 с КПД, равным 45% [4].

При создании двигателя мощностью 16 МВт в качестве переразмеренного КНД можно использовать, например, первые четыре или пять ступеней КНД серийного ГТД ДГ90, разработки ГП НПКГ «Зоря-Машпроект» ($G_b=72$ кг/с), а в качестве базового ГТД выбрать современный малогабаритный ГТД UGT 10000 ($G_b=37$ кг/с) с переделанной турбиной низкого давления. Утилизационную воздушную турбину также можно

подобрать из готовых турбин какого-либо ГТД, изготавливаемого на предприятии. Вследствие небольших габаритных размеров UGT 10000 воздушная турбина может быть скомпонована на общей подмоторной раме.

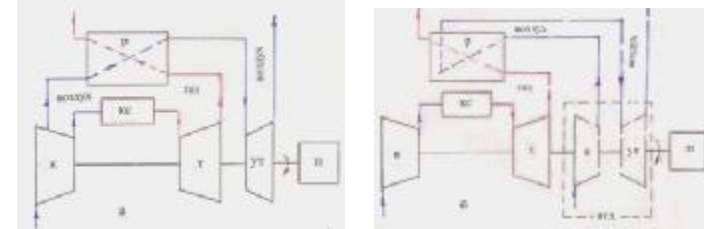


Рис. 3 – Перспективные схемы ГТУ-УТ (а) и ГТУ-ВТД (б) для КС: Р – рекуператор; П – потребитель мощности

При второй схеме (ГТУ - ВТД) с воздушной утилизацией выхлопные газы в рекуператоре подогревают воздух, отбираемый не из-за переразмеренного КНД, а воздух от независимого компрессора ВТД, вынесенного во вне (рис.3,б). Подогретый воздух приводит во вращение воздушную утилизационную турбину, создающую дополнительную мощность к мощности, вырабатываемой газовой свободной турбиной. Данная схема реализуется в России в металле (ГТУ ГТ-050М), и КПД энергоустановки составляет $\approx 48\%$.

Для проектируемого ГТД мощностью 16 МВт можно использовать, практически, без переделки, серийный ГТД, например, ДО 90 ($N=14700$ кВт, КПД 33%), с возможной работой его на дроссельном режиме и пониженным расходом топливного газа. Дополнительную мощность генерирует ВТД. Лопаточные аппараты ВТД также можно подобрать из серийно изготавливаемых деталей на предприятии, что и сделано в ГТ-050М. Это значительно удешевит разработку и производство установки.

Рассмотренные две утилизационные схемы обладают существенными, по сравнению с ГТУ-Р, газодинамическими преимуществами – благоприятным протеканием различных характеристик. На рис.4 показано сравнение рассчитанных с помощью математической модели дроссельных характеристик для ГТУ простого цикла, ГТУ-Р, ГТУ-УТ и ГТУ-ВТД.

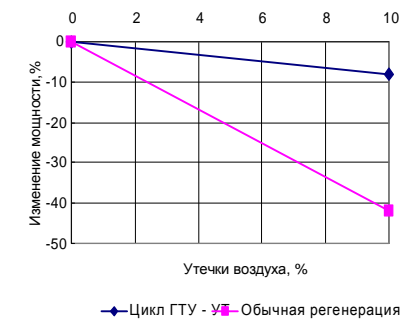
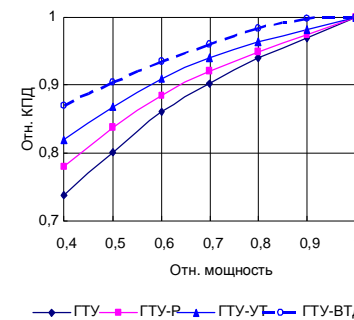


Рис. 4 – Дроссельные характеристики Рис. 5 – Влияние утечек воздуха на мощность

Из рисунка следует, что при достаточно глубоком дросселировании двигателя ($\bar{N} = 40\%$) КПД ГТУ простого цикла уменьшается на 27%, а ГТУ-ВТД – всего лишь на 12%, что свидетельствует об эксплуатационных преимуществах рассматриваемой схемы.

Результаты расчетных исследований, приведенные в работе [4], свидетельствуют о том, что при 10% утечках воздуха мощность ГТУ-Р уменьшается более, чем на 40%, в то время, как для ГТУ-УТ такое снижение не превышает и 10% (Рис.5).

Кроме того, в схемах ГТУ-УТ и ГТУ-ВТД эффективный КПД в значительно меньшей степени зависит от степени регенерации и утечек воздуха в рекуператоре, так как расход топлива не зависит от величины ϵ . Это способствует сохранению основных характеристик в процессе эксплуатации при естественном ухудшении параметров рекуператора.

Существенно более низкие значения температуры газов (на $\sim 150^0$) и давления воздуха на входе в рекуператор по сравнению с обычным регенеративным циклом (ГТУ-Р) не только повышает надежность, но и облегчает прочностную доводку относительно «холодного» рекуператора, а также дает возможность использовать менее жаростойкие (более дешевые) материалы, но требует при этом больших размеров рекуператора по холодному контуру [4].

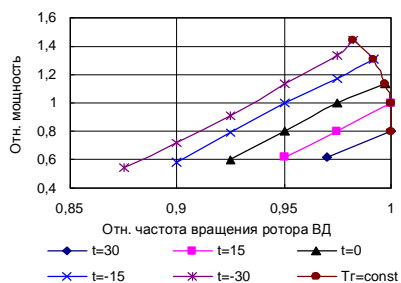


Рис. 6 – Дроссельно-климатическая характеристика

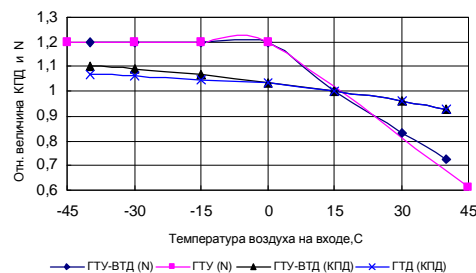


Рис. 7 – Климатическая характеристика

Следует отметить, что климатические характеристики ГТУ простого цикла и ГТУ-ВТД в относительном изображении, практически, одинаковы (Рис.6,7). Подобные результаты получены и для ГТУ-УТ [4]. Это связано с тем, что здесь, при заданном законе регулирования, определяющим фактором является изменение плотности воздуха на входе в двигатель.

Конструктивно ВТД представляет собой внешнюю приставку, с возможностью установки ее на общей раме. Это работает на принцип «модульности» агрегата. При этом ВТД – низкотемпературный модуль,

достаточно простой и надежный агрегат, ротор которого может быть установлен на «сухих» электромагнитных опорах;

В обеих схемах предполагается применение **серийных** базовых ГТД с достаточно высокими степенями повышения давления, соответствующим машинам четвертого поколения ($\pi_k^* = 19...26$). При этом указанные значения π_k^* являются оптимальными в плане получения максимального КПД каждой из схем (ГТУ-УТ и ГТУ-ВТД). В сочетании с рекуператором, имеющим относительно низкую степень регенерации ($\epsilon = 0,75...0,8$), можно достичь не только высокой экономичности установки, но и обеспечить оптимальную площадь всего оборудования в плане наиболее выгодного использования помещений реконструируемых КС.

К недостаткам указанных схем следует отнести относительно длинный валопровод внешней мощности (особенно в ГТУ-ВТД), что создаст определенные трудности в обеспечении прочностных характеристик.

Сравнительные экономические оценки показывают, что замена приводного двигателя третьего поколения UGT 16000 ($N_{e\text{ уд}} \approx 165$ кВт·с/кг, $\eta_e = 0,31$) в базовом классе использования ГПА на ГТУ-УТ ($N_{e\text{ уд}} \approx 250$ кВт·с/кг, $\eta_e = 0,45$) или ГТУ-ВТД ($N_{e\text{ уд}} \approx 430$ кВт·с/кг, $\eta_e = 0,48$) получить годовой экономический эффект более \$ 3 млн. При замене устаревшего двигателя ГТК-25 эффект может составить более \$ 9 млн. Увеличение удельной мощности установки будет способствовать сохранению или незначительному увеличению площади, занимаемой оборудованием на реконструируемой КС.

Решение о выборе термодинамической схемы ГТУ в конечном итоге может быть только на основе анализа стоимости жизненного цикла с учетом динамики соотношения цен на топливо и оборудование.

Список литературы: 1.Елисеев Ю.С., Коваль В.А., Тарелин и др. Взаимовыгодное сотрудничество – надежный путь создания газотурбинного двигателя нового поколения//Крылья Родины. Национальный авиационный журнал: Москва. Октябрь-ноябрь 2007. – С.32-37. 2. Аникин Д.В., Балабанов А.П.и др. Возможные причины повреждаемости лопаточного аппарата компрессора ГТУ MS5002В после модернизации переводом на регенеративный термодинамический цикл//Компрессорная техника и пневматика.-Москва.- №7, 2006.-С. 14-17. 3.Боршанский В.М. Исследования и разработки ЦИАМ по повышению эффективности ГТУ// Конверсия в машиностроении: Москва. – № 4-5, 2005.-С.32-38. 4.Иноземцев А.А.,Сулимов Д.Д. и др. ГТУ-27ПС–перспективный газотурбинный привод сложного цикла//Газотурбинные технологии. - Рыбинск.-№4 (39), 2005. – С.2-7.

Поступила в редколлегию 15.05.2008

В.В. КУЗНЕЦОВ, Д.Н. СОЛОМОНЮК

ПРОЕКТИРОВАНИЕ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ ДЛЯ ГТУ СЛОЖНЫХ ЦИКЛОВ

Modes of perfection of designing technology of the heat-exchange apparatuses for GTP compound cycles are presented. Results of comparison of mass and overall dimensions smooth pipes surfaces and surfaces with intensification of the heat transfer are received.

Постановка проблемы и ее связь с важными научными и практическими заданиями. Одной из наиболее актуальных проблем современности является разработка новых и модернизация существующих энергетических установок, с целью повышения их топливной экономичности. В связи с этим в энергетике все большее применение находят газотурбинные установки сложных циклов: с регенерацией теплоты уходящих газов (достижимый уровень КПД до 40-45%), комбинированные газопаротурбинные установки (45-52%), установки, работающие по схеме "Водолей" (42-45%) [1-4].

Анализ последних исследований и публикаций, в которых начато решение данной проблемы. В состав газотурбинных установок сложного цикла входит теплообменное оборудование (котлы-утилизаторы, воздухоохладители, рекуператоры), которые при этом являются наиболее массивными и габаритными элементами этих установок. Вопросам снижения массо-габаритных показателей этих аппаратов, выбору рациональных геометрических параметров и применению новых интенсифицированных поверхностей теплообмена посвящено большое количество работ (как, например, [5-6]). Однако, опыт проектирования теплообменных аппаратов показал, что применение данных методов полностью не избавляет проектанта от необходимости проводить оптимизационные расчеты, направленные на достижение компактной и легкой конструкции теплообменников.

Выделение нерешенных ранее частей общей проблемы, которым посвящена данная статья. Несмотря на значительное количество работ посвященных выбору геометрии поверхностей теплообмена, или анализу возможности применения новых интенсифицированных поверхностей в теплообменном оборудовании, практически отсутствуют статьи посвященные технологии проектирования теплообменных аппаратов. Кроме того, вышеупомянутые методы и рекомендации учитывают только теплообмен и сопротивление теплообменных матриц и не рассматривают ограничения накладываемые на размеры теплообменной поверхности по технологическим и конструктивным соображениям.

Цель и задачи исследования. Целью настоящего исследования является разработка метода оптимизационного проектирования теплообменных аппаратов.

Достижение указанной цели осуществляется путем решения следующих задач:

1) применением математических методов для решения задач конструирования теплообменника

2) разработкой рекомендаций по выбору геометрических характеристик теплообменных поверхностей;

3) определением влияния, которое оказывают элементы теплообменника, не участвующие в процессе теплообмена, на геометрические характеристики теплообменной матрицы и параметры теплообменника в целом

4) анализом возможности применения интенсифицированных поверхностей теплообмена в теплообменных аппаратах ГТУ сложных схем.

Изложение основного материала исследований с полным обоснованием полученных научных результатов.

Процесс проектирования теплообменных аппаратов для газотурбинных установок сложных циклов включает в себя следующие этапы:

1) выбор типа поверхности теплообмена;

2) выбор компоновки матрицы теплообменника;

3) определение оптимальных геометрических параметров матрицы регенератора;

4) разработка конструкции теплообменника и ее отдельных узлов.

Очевидно, что массо-габаритные и энергетические характеристики теплообменника закладываются на первых трех этапах, в процессе последнего этапа они будут подвергаться уточнению. Но, как показывает опыт проектирования теплообменников, и последний этап может сопровождаться выполнением расчетов, характерных для первых этапов, вплоть до повторения их заново с полной переделкой поверхности теплообмена.

В ГТУ параметры теплоносителей (температура и давление) на входе в теплообменные аппараты и на выходе из них взаимосвязаны с аналогичными параметрами других элементов установки. Это обстоятельство необходимо учитывать при проектировании теплообменников: при определении степени нагрева или степени охлаждения, скоростей теплоносителей и других параметров теплообменников требуется комплексное решение задачи в объеме всей газотурбинной установки [8].

Снижение массогабаритных характеристик теплообменных аппаратов осуществляется за счет интенсификации процессов теплопередачи. Для теплообменных аппаратов типа «газ»-«жидкость» (котлы-утилизаторы) это осуществляется за счет оребрения теплообменной поверхности со стороны меньшего коэффициента теплоотдачи. Для теплообменных аппаратов типа

«газ»-«газ» (регенераторы, нагреватели-утилизаторы) этот способ не дает ощутимых результатов, поскольку коэффициенты теплоотдачи с обеих сторон поверхности теплопередачи сопоставимы.

На рис. 1 приведены результаты оптимизационных расчетов регенератора ГТУ малой мощности с оребренными трубами, внутри которых течет воздух (линия 1). В качестве параметра, характеризующего оребрение взято отношение площади поверхности ребер (F_p) к общей площади поверхности теплообмена (F). Полученная кривая изменения массы имеет минимум при величине $F_p/F \approx 0.7$. Разброс точек вокруг кривой объясняется разным влиянием шага и высоты ребер на массу пакета. Для сравнения на график также нанесена масса регенератора из гладких трубок того же размера (линия 2). Видно, что при прочих равных условиях оптимальным выбором параметров оребрения возможно добиться существенного снижения массы. Однако стоит учесть, что в связи с малым давлением воздуха внутри труб, гладкотрубный пакет возможно набрать из трубок малой толщины (линия 3), а для оребренных поверхностей толщина труб по технологическим соображениям не может быть меньше 2 мм.

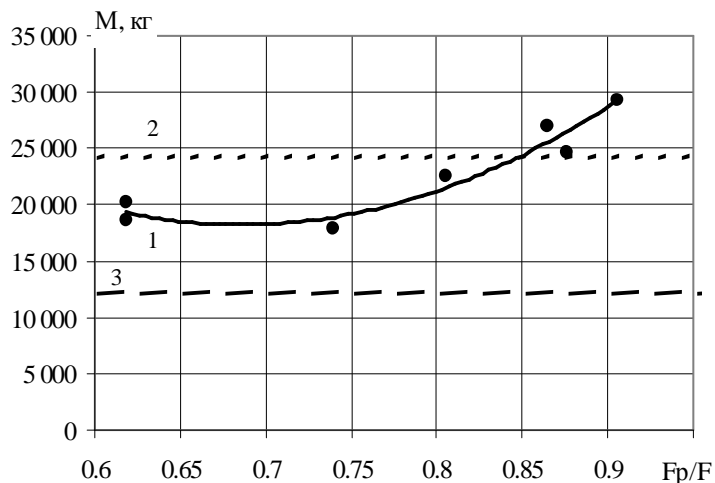
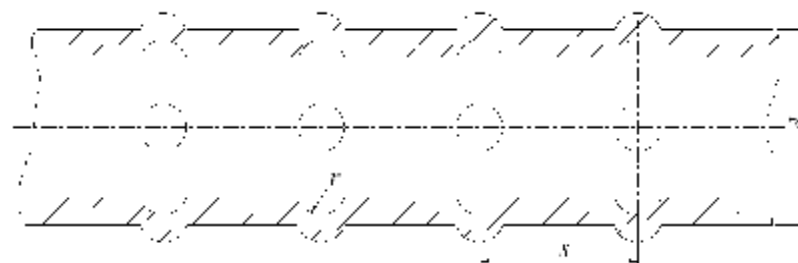


Рис. 1 – Влияние степени оребрения труб на массу теплообменного пакета регенератора ГТУ: 1 – оребренные трубы Ø38x2, 2 – гладкие трубы Ø38x2, 3 – гладкие трубы Ø38x1

Более перспективным является применение профилированных поверхностей теплопередачи с канавками и углублениями различной формы (рис. 2). На рис. 3 показано изменение массы теплообменного пакета регенератора из плоских змеевиков при применении труб с внутренними сферическими углублениями с разной степенью интенсификации

теплообмена по внутритрубной стороне при постоянном изменении гидравлического сопротивления трубок ($\xi/\xi_{гд}=1,1 \dots 1,5$)



Ри

с.2 – Профилированная поверхность теплопередачи с внутренними сферическими углублениями

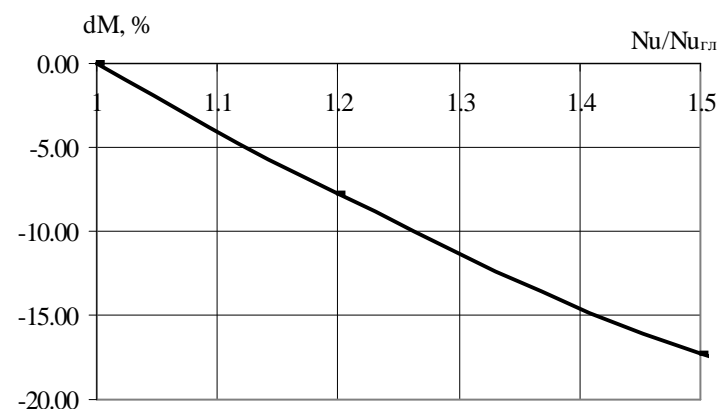


Рис. 3 – Уменьшение массы трубчатого пакета змеевикового регенератора при использовании профилированных поверхностей с различной степенью интенсификации теплообмена

Выбор оптимальной поверхности теплообмена, ее компоновки и характеристик представляет собою сложную задачу, поскольку к настоящему моменту известно большое количество теплообменных поверхностей.

Так, например, для регенератора ГТД с поверхностью из прямых гладких трубок можно предложить следующие компоновки труб в пучке:

- коридорную;
- шахматную;
- шахматную со смещением труб;
- плотную компоновку труб в пучке;
- компоновку пучка из труб разного диаметра.

При этом из трубчатого пучка могут быть образованы следующие известные конструкции регенераторов:

- коробчатая, в которой концы труб зажаты в неподвижных и подвижных трубных досках, а течение теплоносителя между ходами осуществляется по перепускным коробам, воздух течет по трубам, греющий газ снаружи;
- змеевиковая (по типу поверхности, характерной для котлов-утилизаторов, трубки соединяются калачами в плоский змеевик, воздух течет по трубам, греющий газ снаружи)
- кольцевая типа регенератора GEA (греющий газ течет по трубам, воздух обтекает трубы снаружи и совершает несколько ходов внутри теплообменника)
- кольцевая с расположением осей труб параллельно оси кольца (по трубам течет воздух, греющий газ течет обтекает трубы снаружи).

Обычно для достижения приемлемых, если не минимальных, массогабаритных характеристик пакета проектантам приходится выполнять серию трудоемких расчетов различных вариантов конструкции, на которые уходит значительное количество времени и сил. Существенного сокращения затрат на возможно добиться путем выполнения оптимизационных расчетов теплообменника с привлечением известных математических методов. Ниже приводится описание их применения на примере расчета регенератора ГТУ из гладких труб.

Выполнение оптимизационных расчетов регенератора ГТУ проведены на базе методов Ньютона и сопряженных градиентов (оба метода дают близкие результаты и затрачивают на расчет примерно одинаковое количество времени). В качестве критерия, определяющего оптимальную конструкцию, выбрана масса теплообменника, которая в результате расчетов должна достигнуть минимального значения. При этом значения степени регенерации теплоты (τ) и суммарных потерь давления (ΔP_{Σ}) должны быть равными значениям заданным по расчету цикла.

Выбор в качестве критерия минимальной площади поверхности теплообмена, как это часто рекомендуют, не всегда обеспечивает минимальную массу. Из-за возможности варьировать толщиной труб у теплообменников с одинаковой площадью теплообмена массы могут существенно различаться, в то время как стоимостные характеристики теплообменника в первую очередь определяются его массой и стоимостью материала.

При выполнении расчетов для каждого из вышеописанных вариантов компоновок оптимизации подлежали (здесь рассматривается многоходовой перекрестноточный теплообменник):

- диаметр труб (d);
- толщина стенки труб (δ);

- продольный и поперечный шаги труб в пучке (s_1 и s_2);
- длина труб (l);
- количество ходов теплоносителя (n_x);
- количество труб, установленных поперек течения теплоносителя во фронтальном ряду (n_{ϕ});
- количество рядов труб в одном ходу внутритрубного теплоносителя (n_p) или количество рядов труб, установленных вдоль течения теплоносителя.

При использовании поверхностей с интенсификаторами теплопередачи (оребрение или накатки различных типов) количество оптимизируемых параметров может существенно возрасти, что приведет к еще большему усложнению задачи и росту количества анализируемых вариантов.

Поскольку из расчета цикла регенеративного ГТД заданы только суммарные потери давления, при проектировании регенератора появляется возможность за счет распределения этой величины между потерями давления по воздушной (ΔP_v) и по газовой (ΔP_r) сторонам добиться снижения массы теплообменника. Таким образом, также подлежит оптимизации и величина $\Delta P_v/\Delta P_r$.

Необходимо также отметить, что часть из вышеприведенных оптимизированных параметров (например количество рядов труб, ходов теплоносителя и пр.) являются величинами дискретными. В связи с этим приходится либо ввести в алгоритм расчета блок обеспечивающий округление данных величин до целого (как было сделано для количества трубок, установленных поперек хода теплоносителя, n_{ϕ}), либо выполнять расчет задавая эти величины с определенным шагом. Также дискретной величиной является и наружный диаметр и толщина стенок труб (определяются сортаментом на трубы).

В качестве примера в табл. 1 приведены результаты расчета гладкотрубного регенератора из плоских змеевиков с шахматным расположением труб в пучке. Значения в ячейках таблицы равны расхождению массы теплообменного пакета, рассчитанной для данных n_p и n_x , с минимальной массой полученной для данного размера труб (для всего диапазона изменения n_p и n_x). Продольный и поперечный шаги труб в пучке, длина труб и количество труб во фронтальном ряду определялись в процессе оптимизации исходя из условия минимальной массы.

В процессе выполнения оптимизационных расчетов также возникает необходимость ввода ограничивающих условий, которые чаще всего вызваны конструктивными и прочностными характеристиками проектируемого теплообменника, техническими и технологическими возможностями производства.

Ниже кратко рассматриваются некоторые из данных условий и их влияние на результаты расчетов.

Таблица 1 – Изменение массы теплообменного пакета гладкотрубного регенератора из плоских змеевиков при изменении геометрии пакета (результаты оптимизационного расчета, трубка $\varnothing 22 \times 1$ мм, минимальная масса теплообменного пакета 48 т)

Количество рядов трубок в одном ходу	Количество ходов теплоносителя во внутритрубном пространстве					
	4	6	8	10	12	14
4	97.4	36.8	13.8	4.4	2.7	3.1
6	47.6	9.5	1.3	0.7	2.5	6.5
8	24.0	2.1	0.0	2.7	9.7	18.9
10	12.0	0.8	1.9	10.1	20.3	31.6
12	7.3	0.8	7.8	19.0	32.3	43.7
14	6.1	3.6	14.7	29.5	42.1	54.8

Толщина стенок труб. Используемое условие минимальной массы приводит к тому, что алгоритм стремиться уменьшить толщину стенок труб до минимума. С другой стороны при фиксировании прочих геометрических параметров теплообменной матрицы уменьшение толщины стенок не оказывает существенного влияния на теплопередачу и величину гидравлических сопротивлений, площадь поверхности теплообмена остается практически неизменной (табл. 2). В результате при выполнении подобных расчетов рекомендуется определить минимальное значение стенок труб (исходя из прочностных или технологических соображений) и оптимизацию по данному параметру не проводить.

Диаметр труб. На рис. 4 (линия 1) показано изменение массы теплообменной поверхности регенератора с уменьшением диаметра труб (при фиксированной толщине стенки). Видно, что уменьшение диаметра сопровождается уменьшением и массы пакета, в связи с этим при выполнении алгоритма диаметр стремиться к минимуму. Рекомендуется ввести ограничение на минимальную величину диаметра (исходя из имеющегося типоразмера труб или возможности выполнить качественный гиб труб).

Таблица 2 – Влияние толщины стенки трубок на параметры регенератора (гладкотрубный регенератор для ГТД мощностью 2,5 МВт)

Размеры труб, мм	$\varnothing 16 \times 1$	$\varnothing 16 \times 2$
Коэффициент эффективности теплообменника	0.84	0.84
Суммарные относительные гидравлические потери, %	4.00	4.00
Коэффициент теплоотдачи, Вт/(м ² *К)		
для воздуха	196.8	210.2
для выхлопных газов	113.0	109.2
Коэффициент теплопередачи, Вт/(м ² *К)	72.5	73.2
Поверхность теплопередачи, м ²	1072	1061
Масса теплообменной поверхности, кг	8515	16862
Объем теплообменного пакета, м ³	7.9	8.4

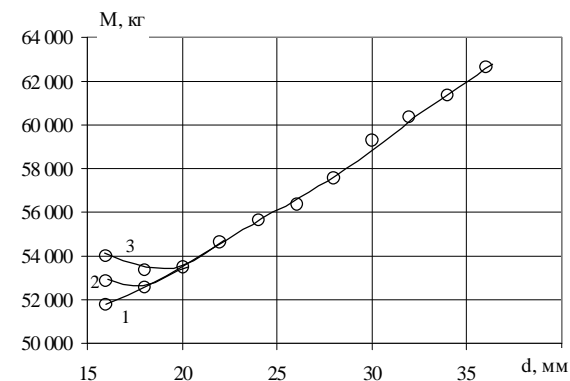


Рис. 4 – Зависимость массы теплообменного пакета гладкотрубного регенератора из плоских змеевиков для ГТД мощностью 16 МВт от диаметра трубок:

1 – расчет без ограничений, 2 и 3 – расчеты с ограничением по соотношению размеров фронта пакета

Соотношение сторон корпуса регенератора. Если рассматривать регенератор с учетом его компоновки с газотурбинным двигателем и размеров подводящих и отводящих газоходов, то более рациональной конструкцией теплообменника, очевидно будет та, которая имеет поперечное сечение близкое к квадрату (соотношение сторон $a/b=1$).

Если одна из сторон теплообменника значительно больше другой, то это приводит:

- к большому углу раскрытия диффузора газохода по данной стороне и, как следствие к существенным потерям давления в газоходе;
- к необходимости уменьшить угол раскрытия диффузора с соответствующим ростом длины диффузора (возрастание массо-габаритных показателей),
- к необходимости установки в газоходе направляющих устройств (усложнение конструкции, трудности в наладке, возрастание потерь давления).

Квадратное сечение регенератора обеспечивает равные (минимальные) углы раскрытия по диффузора по обоим сторонам. В большинстве случаев теплообменник с квадратной формой фронтального сечения не обладает минимальной массой, потому рекомендуется сделать это условие менее жестким (допустить превышение длины одной из сторон над другой, например, до 30%, т.е. $0.7 \leq a/b \leq 1.3$). Найденные с учетом данного условия минимальные массы теплообменной матриц с разными размерами труб показаны на рис. 4 (линии 2 и 3). Видно, что с уменьшением диаметра трубок расхождение между конструкцией с минимальной массой и конструкцией с требуемой формой поперечного сечения возрастает. При этом появляется минимум и по диаметрам трубок, хотя без ввода указанного условия он не наблюдался (линия 1).

Размеры корпуса регенератора. Ограничение на эти величины накладываются транспортным габаритом. К примеру при расчетах кольцевого регенератора необходимо ограничивать наибольший диаметр корпуса, для возможности размещения его в габаритах железнодорожной платформы. Длина труб между трубными досками кроме того может ограничиваться имеющимся сортаментом труб (это также важно при проектировании кольцевого регенератора, который получается "вытянутым" вдоль осей труб, чему также способствует введенное ограничение по диаметру).

Масса секции регенератора. Ограничение связано с грузоподъемностью транспортных средств. В результате приходится разбивать регенератор на несколько секций, что приводит к возрастанию массы корпуса, и росту величины протечек теплоносителей мимо теплообменной матрицы.

Протечки теплоносителей мимо поверхности теплообмена. Вызваны наличием зазоров между крайним рядом труб теплообменного пакета и корпусом регенератора, зазорами между подвижными трубными досками и корпусом, зазорами в отверстиях перегородок, их величина может оказать существенное влияние на массу пакета теплообменника (рис. 5)

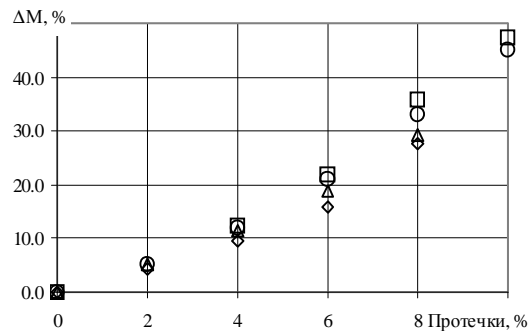


Рис. 5 – Влияние протечек теплоносителя мимо поверхности теплообмена на массу пакета (результаты оптимизационных расчетов гладкотрубных регенераторов разной конструкции).

Шаги труб в пучке. В процессе оптимизационных расчетов алгоритм также стремится свести шаги в труб к минимальному значению (наиболее часто минимальным становится поперечный шаг). Для гладкотрубного регенератора из плоских змеевиков минимальные значения данных величин ограничиваются:

- 1) размерами дистанционирующих элементов (колец, пластин), которые придают пучку жесткость;
- 2) размерами калачей и их взаимным расположением;

3) прочностью трубной доски, в которую ввариваются концы труб.

Поскольку даже незначительное изменение шага труб приводит к существенному росту массы пакета, то этому ограничению рекомендуется уделять особое внимание. Существенно увеличивают шаги (а вследствие этого и массу пакета) второе и третье условия, следовательно рациональное проектирование трубных досок, коллекторов и переходных камер, калачей змеевиков и их соединений с трубным пучком является одним из направлений по созданию компактных, легких теплообменников.

Радиусгиба калачей змеевиков (R_r). Большой радиусгиба приводит к росту массы и габаритов теплообменника, к тому же он начинает накладывать ограничение на минимальную величину продольного шага трубок в пучке. Меньший же радиусгиб приводит к росту сопротивления движению воздуха между ходами. Минимальная величина радиусагибается из технологических соображений. Так первоначально в расчетах она ограничивалась одним диаметром трубок ($R_r/d=1$), впоследствии, исходя из возможности изготовления калачей, была повышена до $R_r/d=1.37$.

Масса неактивной части регенератора. Сюда относятся массы элементов не участвующих в процессе теплообмена, а именно:

- корпус;
- входные и выходные воздушные коллектора;
- трубные доски;
- элементы обеспечивающие многократный ток теплоносителей: калачи змеевиков, перепускные коробки, перегородки;
- дистанционирующие элементы придающие жесткость трубному пучку (кольца, пластины);
- части трубного пакета "затененные" корпусными конструкциями, калачами.

По результатам выполненных расчетов рекомендуется качестве критерия оптимальной конструкции выбирать не массу (или площадь) поверхности теплообмена, а массу теплообменника в целом, поскольку в зависимости от выбранной конструкции регенератора масса корпусных и прочих элементов может равняться, а то и превышать массу трубного пакета. Так к примеру в регенераторе типа GEA значительная часть массы приходится на находящийся под давлением корпус, толщина стенок которого может достигать 30 мм, а толщина трубных досок – 50 мм и более. Обычно к снижению массы теплообменной матрицы приводит уменьшение шага труб в пучке, но по результатам прочностных расчетов вызывает увеличение толщин и масс трубных досок, что может повысить массу всего теплообменника. В таблице 3 приведены результаты двух оптимизационных расчетов регенератора из плоских змеевиков, один из которых проводился по минимизации массы теплообменного пакета (вариант 1), второй по минимизации массы теплообменника (вариант 2).

Учет в расчете перечисленных условий и ограничений оказывает существенное влияние на выбор оптимальных параметров поверхности

теплообмена. Так по результатам расчета змеевикового регенератора приведенным в таблице 1 оптимальной является восьмифоидная конструкция теплообменника с восемью запараллеленными рядами труб и минимальная масса пакета составит 48 т. После ввода в алгоритм ограничений и масс неактивных элементов оптимум был получен для шестифоидной конструкции с десятью рядами труб в ходу.

Таблица 3 – Сравнение результатов оптимизационных расчетов с разными критериями оптимальности

Величина	Вариант 1	Вариант 2
Размеры труб, мм	Ø22x1	Ø22x1
Коэффициент эффективности теплообменника	0.84	0.84
Суммарные относительные гидравлические потери, %	4.00	4.00
Количество ходов воздуха	10	6
Масса рабочей поверхности пакетов, кг	47866	50621
Масса пакета полностью с учетом неактивной (затененной) части трубок	55975	56539
Масса колец с пластинами, кг	5354	4548
Масса калачей, кг	15978	10857
Масса трубных досок, кг	5988	5153
Масса отводов, кг	2684	3167
Масса коробов, кг	3398	2992
Масса корпусов, кг	11851	8495
Масса теплообменника в целом, кг	97146	87396

Выводы по данному исследованию и перспективы дальнейшего развития данного направления. Полученные данные позволят совершенствовать технологию создания теплообменных аппаратов для ГТУ сложных циклов и оптимизировать выбор типа теплообменной поверхности и основных параметров теплообменных аппаратов уже на стадии эскизного проектирования.

Список литературы: 1. Огнев В.В., Зуев А.В., Бухарин Н.Н. Газоперекачивающий агрегат "Надежда" // Турбины и компрессоры, №1-2, 2004, с5-9. 2. Длугосельский В.И., Беляев В.Е. и др. Газотурбинные установки для теплофикации // Теплоэнергетика, №12, 2007, с. 64-66. 3. Демидов О.И., Кутахов А.Г. и др. Использование газотурбинных установок при реконструкции ТЭЦ промышленно-отопительного типа // Промышленная энергетика, №2, 2004, с 19-25. 4. Коломеев В.М., Ксендик М.В. и др. ГПУ-16К: дослідно-промислова експлуатація, міжвідомчі приймальні випробування, перспективи використання// Нафтова і газова промисловість, №4 (228), 2006, с.38-40. 5. Валуева Е.П., Доморацкая Т.А. Оценка теплогидравлической эффективности рекуперативных теплообменных аппаратов // Теплоэнергетика, №3, 2002, с 43-48. 6. Дубровский Е.В., Васильев В.Я. Метод относительного сравнения теплогидравлической эффективности теплообменных поверхностей и теплообменников //Теплоэнергетика, №5, 2002, с 47-53. 7. Справочник по теплообменникам: в 2-х т. Т.1/Пер с англ. по ред. О.Г. Мартыненко и др. – М.: Энергоатом издат, 1987. – 560 с.: ил. 8. Кузнецов В.В., Соломонюк Д.Н. Оценка влияния интенсификации процессов теплопередачи на технико-экономические и массогабаритные показатели теплообменных аппаратов газотурбинных установок// Промышленная теплотехника, т.29, №7, 2007, с.117-120.

Поступила в редколлегию 15.05.2008

УДК 621.452.004

*О.С. КУЧЕРЕНКО, С.Н. МОВЧАН, А.А. ФИЛОНЕНКО,
В.В. КУЗНЕЦОВ, А.П. ШЕВЦОВ*

ПЕРСПЕКТИВЫ СОЗДАНИЯ И ПРИМЕНЕНИЯ ВОЗДУШНЫХ ТУРБИНЫХ ТЕПЛОУТИЛИЗИРУЮЩИХ УСТАНОВОК

Perspective of creation and application air turbine heat utilization plants are presented.

Постановка проблемы и ее связь с важными научными и практическими заданиями. Утилизация теплоты отработавших газов газоперекачивающих агрегатов (ГПА) является важной научно-технической проблемой. Актуальность этой проблемы сохранится длительное время, так как КПД приводных газотурбинных двигателей простого цикла в обозримой перспективе не превысит 40...45%.

В настоящее время хорошо изучены и освоены газопаротурбинные установки (ГПТУ) с утилизацией теплоты отработавших газов водой в утилизационных парогенераторах или в водогрейных теплообменниках.

Однако эксплуатация таких бинарных и контактных ГПТУ в условиях газоперекачивающих компрессорных станций (ГКС) затрудняется необходимостью установки дополнительного оборудования для подготовки и охлаждения воды.

Альтернативным решением использования теплоты отработавших газов ГПА является воздушная теплоутилизующая турбинная установка (ВТТУ), в которой утилизирующим теплоносителем является воздух, а его охлаждение выполняется окружающей средой.

Эта проблема при создании ВТТУ связана с обеспечением повышения мощности и коэффициента полезного действия ГПА.

Анализ последних исследований и публикаций, в которых начато решение данной проблемы. При работе ГТД с ВТТУ реализуется бинарный цикл и улучшаются суммарные экологические характеристики составной установки. ВТТУ включает воздухоприемное устройство, компрессор, нагреватель-утилизатор, турбину, потребитель мощности и воздухоотводящее устройство. ВТТУ может работать с нагревателем-утилизатором бросовой теплоты промышленных установок и при сжигании перед ним горючих газов малого давления, а также жидкого и твердого топлив.

По эффективности ВТТУ уступают паро- и водяным теплоутилизующим контурам (ТУК), потому для судов и морских объектов их использование нецелесообразно. Для наземных энергоустановок из-за простоты и практической возможности создания надежных, экологически чистых конструкций схемы ВТТУ могут найти применение.

Работы по созданию ВТТУ ведутся в Украине, а также ближнем и дальнем зарубежьях [1, 2, 3, 4, 5, 6, 7]. В результате работ в конструктивную схему ВТТУ для обеспечения эффективного регулирования на переходных и установившихся режимах вводятся новые конструктивные узлы: устройство перепуска воздуха за компрессором, подогреватель выхлопных газов, камера смешения выхлопных газов ВТТУ и ГТД, а также целый ряд заслонок, обеспечивающих изменение направления потоков газа и воздуха. В ВТТУ может предусматриваться мультипликатор для соединения турбины газогенератора с компрессором, что обеспечит возможность создания конструктивно оптимальных ступеней турбины газогенератора ВТТУ с высокими КПД (0,9 – 0,92) при работе в условиях относительно низких температур рабочего тела (700 – 800 К). Применение таких конструктивных решений, согласно данным ЦИАМ, позволяет повысить максимальную мощность и КПД всей установки на 15 – 20 % и более в зависимости от параметров цикла основного ГТД при одновременном улучшении экологических характеристик установки. Расчеты ЦИАМ показывают, что окупаемость ВТТУ составляет 2 – 3 года [4]. Для отработки методологии создания ВТТУ ЦИАМ совместно с НПП «Аэросила» разработали рабочий проект демонстрационного образца ВТТУ на базе вспомогательного авиационного газотурбинного двигателя ТА-6А.

В дальнем зарубежье разработкой ВТТУ для работы совместно с ГТД занималась фирма «Квернер Энерджи А.С.». В схеме фирмы «Квернер Энерджи А.С.» предусмотрен компрессор с двумя ступенями промежуточного охлаждения воздуха. Это позволяет существенно повысить выработку механической энергии из тепла уходящего газа из ГТД. Для ГТД LM 2500 при температуре и расходе газа на входе в нагреватель соответственно 769 К (496 °С) и 67,5 кг/с мощность, вырабатываемая ВТТУ такой схемы была оценена в 4500 кВт [6].

Оригинальная схема утилизации теплоты в ВТТУ ОАО «Авиадвигатель». Высокоэффективная ГТУ – 27ПС мощностью 27,5 МВт и КПД 44% реализует сложный бинарный воздушный цикл. Проект ГТУ – 27ПС разработан в рамках программы сотрудничества ОАО «Авиадвигатель» и РАО «Газпром». Проект был одобрен на совместном научно-техническом совете в 2000 году. ГТУ – 27ПС предназначена для эксплуатации в составе перспективных электростанций, а также для использования в качестве высокоэффективного привода компрессорного и насосного оборудования. Одним из весомых преимуществ этой схемы является возможность использования двухконтурных турбокомпрессоров серийных турбореактивных двухконтурных двигателей со степенью двухконтурности 0,8 - 1,1, оптимальной для бинарного воздушного цикла [7].

Для ГКС по комплексу признаков ВТТУ может найти применение. Весомыми аргументами в пользу ВТТУ являются: взрыво- и пожаробезопасность,

экологическая чистота, отсутствие проблем, связанных с использованием дополнительных сред (вода, аммиак, н-пентан и т.п.), не требует специальных систем отвода теплоты из термодинамического цикла (например, аппаратов воздушного охлаждения, градирен и т.п.), использование недорогих материалов.

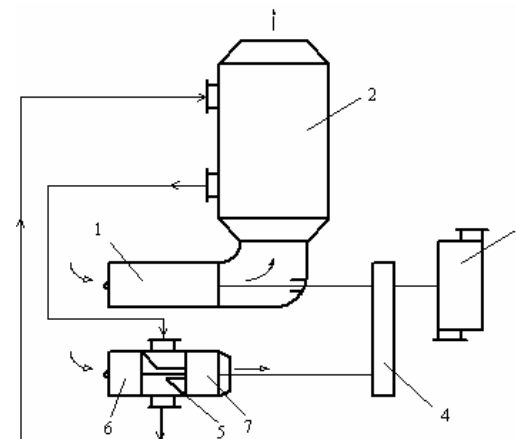


Рис. 1 – Тепловая схема ГТД с ВТТУ для привода нагнетателя природного газа: 1 – ГТД, 2 – нагреватель, 3 – нагнетатель, 4 – редуктор, 5 – ВТТУ, 6 – компрессор, 7 – турбина

На рис.1 представлена тепловая схема ГТД с ВТТУ для привода нагнетателя природного газа ГКС магистрального газопровода. Перспективный ГПА может состоять из ГТД (1), нагнетателя природного газа (3) и ВТТУ (5), которая включает в себя компрессор (6) с улиткой отвода воздуха, нагреватель-утилизатор воздуха (2), турбину (7) с улиткой подвода воздуха, систему трубопроводов. Нагреватель-утилизатор воздуха (2) установлен на выхлопе ГТД (1), где тепловая энергия уходящего из ГТД газа используется для нагрева воздуха - рабочего тела ВТТУ. Воздух после нагревателя-утилизатора (2) поступает на турбину ВТТУ (7), где его потенциальная энергия преобразуется в механическую работу, затрачиваемую на привод компрессора ВТТУ (6) и через редуктор (4) на привод нагнетателя природного газа (3). В том случае, если на ГКС требуется электрическая энергия, то ВТТУ может приводить не нагнетатель, а электрогенератор.

Выделение нерешенных ранее частей общей проблемы, которым посвящена данная статья. Несмотря на то, что идея использования в энергосберегающих технологиях ВТТУ существует достаточно давно, реализация таких установок на базе промышленно выпускаемых ГТД требует дополнительных исследований эффективности совместной работы эксплуатируемых ГПА и ВТТУ, а также проработок конструктивного лица

ВТТУ с применением элементов освоенных турбокомпрессоров и эффективных нагревателей-утилизаторов.

Цель и задачи исследования. Целью настоящего исследования является определение возможных термодинамических параметров рабочего процесса и основных конструктивных черт технического лица перспективных ВТТУ на базе ГТД ГП НПКГ “Зоря”-“Машпроект”.

Достижение указанной цели сводится к решению следующих задач.

1. исследование термодинамических циклов ВТТУ в диапазоне температуры воздуха перед турбиной t_3 от 300 до 500 °С и диапазоне степени повышения давления в компрессоре π_k от 2,5 до 6.

2. Определение основных показателей элементов ВТТУ на базе турбокомпрессоров серийных ГТД.

3. Определение перспектив применения ВТТУ совместно с ГПА на ГКС.

Изложение основного материала исследований с полным обоснованием полученных научных результатов.

1. Основные результаты исследования вариантов термодинамических циклов ВТТУ представлены на рис. 2, 3 и табл. 1.

На рис.2 представлена зависимость удельной мощности $N_{уд}$ от степени повышения давления π_k для различных температур перед турбиной ВТТУ t_3 , при заданных уровне КПД турбомашин и коэффициенте потерь полного давления (КППД) ВТТУ (КППД_{ст.к} = 0,91, КППД_т = 0,93 и суммарные потери полного давления в элементах воздушного тракта ВТТУ 8 %). Из представленных зависимостей видно, что удельная мощность $N_{уд}$ тем больше, чем выше значение t_3 . Удельная мощность $N_{уд}$ по π_k имеет экстремум. Причем, чем больше значение t_3 тем больше значение π_k , соответствующее экстремуму.

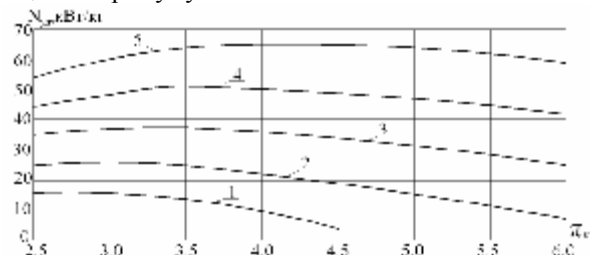


Рис. 2 – Зависимость удельной мощности ВТТУ от степени повышения давления и температуры перед турбиной:

1 – $t_3 = 300^\circ\text{C}$, 2 – $t_3 = 350^\circ\text{C}$, 3 – $t_3 = 400^\circ\text{C}$, 4 – $t_3 = 450^\circ\text{C}$, 5 – $t_3 = 500^\circ\text{C}$

Графики зависимостей $N_{уд}$ от π_k для различных T_3 в окрестности экстремума достаточно пологие.

Характер зависимостей $N_{уд}$ от π_k , для различных t_3 для КПД ст.к = 0,89, КПД_т = 0,91 и суммарных потерь полного давления в элементах воздушного тракта ВТТУ 16 % значительно ниже.

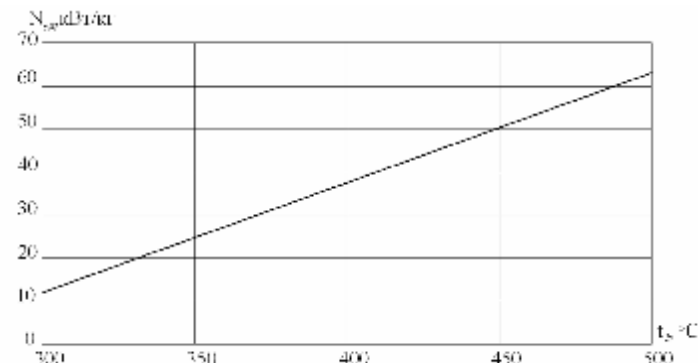


Рис. 3 – Зависимость удельной мощности ВТТУ от температуры перед турбиной для $\pi_k = 3,5$

Для наиболее вероятных значений КПД турбомашин и КППД элементов установки (КППД_{ст.к} = 0,90, КПД_т = 0,92 и суммарные потери полного давления в элементах воздушного тракта ВТТУ 12 %) расчетные зависимости $N_{уд}$ от π_k расположены между ними.

На рис. 3. представлена зависимость удельной мощности ВТТУ от температуры перед турбиной для степени повышения давления $\pi_k = 3,5$.

В таблице 1 представлены результаты расчетов ВТТУ на базе газотурбинных двигателей ДЖ59, ДГ90 и ДН80 для трех вариантов термодинамических расчетов ВТТУ с учетом различной эффективности нагревателей-утилизаторов.

Из таблицы 1 видно, что ВТТУ может обеспечить дополнительную мощность на базе ГТД ДЖ59, ДГ90, ДН80 соответственно:

- в первом варианте - 2,23 МВт (13,9 % от $N_{ном}$); 2,53 МВт (15,8 % от $N_{ном}$); 2,82 МВт (17,6 % от $N_{ном}$).
- во втором варианте - 2,09 МВт (13,1 % от $N_{ном}$); 2,33 МВт (14,5% от $N_{ном}$); 2,57 МВт (16 % от $N_{ном}$).
- в третьем варианте – 3,5 МВт (14 % от $N_{ном}$); 3,86 МВт (15,4 % от $N_{ном}$); 4,22 МВт (16,9 % от $N_{ном}$).

Особенностью ВТТУ является примерное равенство расходов рабочих тел ВТТУ и базового ГТД. Это обуславливает наличие в ВТТУ воздухоприемного и воздухоотводящего устройств по своим массогабаритным характеристикам схожими с аналогичными устройствами базового ГТД.

Предварительные проработки конструктивного лица ВТТУ показывают следующее.

Основные черты технического лица ВТТУ и перспективного ГТД с регенерацией теплоты отработавших газов для привода нагнетателей природного газа КС во многом совпадают. Основное отличие ВТТУ от ГТД с регенерацией теплоты заключается в отсутствии камеры сгорания, а также тем, что в качестве нагревателя-утилизатора используется регенератор. Причем, регенератор по газу подключен к постороннему источнику тепла, в частности, на ГКС - к ГТД, приводящему нагнетатель природного газа.

Двигатель ВТТУ может быть выполненным двухвальным, с однокаскадным компрессором и свободной силовой турбиной при работе на нагнетатель, либо одновальным, с заблокированной силовой турбиной при работе на электрогенератор.

Исследования влияния температуры воздуха на входе в турбину ВТТУ, КПД компрессора, турбины, КПД входного устройства, нагревателя, выходного устройства, утечки воздуха за компрессором на удельную мощность ВТТУ свидетельствуют о большой чувствительности параметров рабочего процесса ВТТУ, в частности, мощности к возможным производственным отклонениям элементов проточной части, приводящим к изменениям КПД компрессора, турбины, КПД входного устройства, нагревателя-утилизатора, выходного устройства, утечек. Учитывая то обстоятельство, что производственные отклонения приводят, как правило, к ухудшению характеристик элементов проточной части, большие значения коэффициентов влияния параметров говорят о повышенном риске недополучения проектной мощности ВТТУ в реальном производстве.

Так, например, если турбина ВТТУ для базового ГТД ДГ90 в результате производственных отклонений имеет КПД на 1% хуже проектного значения, то при исходном значении мощности ВТТУ равном 2360 кВт новое значение мощности ВТТУ будет 2226 кВт. Т.е. при ухудшении КПД турбины на 1% ВТТУ теряет мощность равную 134 кВт.

Результаты проработки элементов ВТТУ следующие.

В качестве компрессора двигателя ВТТУ возможно применение компрессоров низкого давления ГТД ДЖ59, М90, М80, в зависимости от параметров теплоты, используемой в нагревателе-утилизаторе. Воздух из-за компрессора двигателя ВТТУ собирается в цилиндрической улитке, снаружи охватывающей часть корпуса компрессора и турбину, и по трубам «холодного» воздуха подается в воздушную часть нагревателя. После нагрева в нагревателе воздух по трубам «горячего» воздуха подается в улитку, соединенную с сопловым аппаратом турбины ВТТУ.

Сопоставляя конструкции ВТТУ и перспективного ГТД с регенерацией теплоты можно заметить много общего. Это позволяет унифицировать часть деталей и узлов ВТТУ и перспективного ГТД с регенерацией теплоты, чем существенно снизить себестоимость изделий.

Следует отметить, что ВТТУ за счет нагревателя-утилизатора воздуха имеет большие массогабаритные характеристики. Например, масса нагревателя-утилизатора ВТТУ для утилизации теплоты отработавших газов ГТД мощностью 16 МВт может достигать 70 тонн. Однако, при сравнении с ТУК на н-пентане для ГТД такой же мощности массогабаритные характеристики ВТТУ вполне приемлемы, поскольку масса только воздушных конденсаторов теплоутилизующих энергоустановок на н-пентане имеют значения около 784 тонны. [8, 9].

3. Как видно из изложенного, одной из особенностей ВТТУ, использующих теплоту отработавших газов ГТД ДЖ59, ДГ90, ДН80, является невысокая максимальная температура термодинамического цикла. Следствием этого являются скромные значения дополнительной мощности,

вырабатываемой ВТТУ. Однако, даже при условиях варианта 2 одним экземпляром ВТТУ можно полностью обеспечить ГКС дешевой электроэнергией для собственных технологических нужд до 2,5 МВт.

Таблица 1 – Параметры ГТД с ВТТУ в условиях ГПА компрессорных станций

Наименование	Значение				
	ДЖ59	ДГ90	ДН80		
1. Идентификатор ГТД					
2. Мощность ГТД, МВт	16	16	25		
3. КПД ГТД, %	29	34	35,3		
4. Температура газа на выходе ГТД, °С	392	423	474		
5. Расход газа на выходе ГТД, кг/с	95,9	70,0	87,0		
6. Давление газа на выходе ГТД, МПа	0,114	0,1124	0,1114		
7. Расход воздуха через утилизационный двигатель, кг/с	79,2	70,0	87,0		
8. Степень повышения давления компрессора утилизационного двигателя	3,5	3,5	3,5		
9. Эффективность нагревателя-утилизатора	0,8	0,8	0,8	0,8	0,9
10. Температура воздуха перед турбиной утилизационного двигателя, °С	344	369	383	396	442
11. Мощность утилизационного двигателя, МВт	2,23	2,09	2,33	2,57	4,22
12. КПД ГТД с ВТТУ, %	33,0	38,4	38,9	40,2	41,3

Выводы по данному исследованию и перспективы дальнейшего развития данного направления.

1. Использование ВТТУ совместно с ГПА на ГКС позволит улучшить технико-экономические показатели установок или обеспечить ГКС дешевой электроэнергией для собственных технологических нужд

2. За счет теплоты отработавших газов ГТД ДЖ59, ДГ90, ДН80 применением ВТТУ возможно увеличить мощность механического привода на 6 - 16 %.

3. Основные черты конструктивного лица ВТТУ и перспективного ГТД с регенерацией теплоты отработавших газов для привода нагнетателей природного газа ГКС во многом совпадают. Это позволяет унифицировать большинство деталей ВТТУ и перспективного ГТДР, и существенно снизить себестоимость изделий.

4. ВТТУ за счет нагревателя воздуха имеет высокие массогабаритные характеристики, однако, они существенно ниже аналогичных характеристик теплоутилизирующих энергоустановок с пароводяным или н-пентановым рабочим телом для ГТД одинаковой мощности.

5. Несмотря на кажущуюся конструктивную простоту разработка эффективного ВТТУ является достаточно сложной научно-технической задачей. Прежде всего – это создание современных неохлаждаемых турбомашин с политропическим КПД на уровне 0,92-0,93 и воздуховодами, оптимизированными по минимуму потерь полного давления.

Список литературы: 1. Коваленко А., Романов В., Филоненко А., Кучеренко О. Перспективный газотурбинный привод для ГПА компрессорных станций. Двигатель, № 3(21).-2002. - С. 8 – 10. 2. Борщанский В.М., Дышлевский В.И., Евстигнеев А.А., Жигунов М.М. Патент на полезную модель № 34207 «Газотурбинная приставка, использующая энергию генератора газа» с приоритетом от 17.07.2003. 3. Борщанский В.М. Патент на полезную модель № 43918 «Газотурбинная приставка, использующая энергию генератора газа» с приоритетом от 21.10.2004. 4. Борщанский В.М. Разработка новых конструктивных решений для создания высокоэффективных наземных газотурбинных установок. ЦИАМ 2001–2005. Основные результаты научно-технической деятельности. Том II, ЦИАМ, М.-2005.-С.480 - 484. 5. Патент России RU 2158835 С2 F02 С 6/18, F01 К 32/10 6. Устройство для термодинамического преобразования и способ достижения максимального общего КПД этого устройства. RU 2158835 С2, F02 С 6/18, F01 К 23/10. Патентообладатель «КВЕРНЕР ЭНЕРДЖИ А.С.» (NO). Дата начала действия патента 16.07.1996. 7. Иноземцев А.А., Сулимов Д.Д., Пожаринский А.А., Торочин С.В. ГТУ – 27ПС – перспективный газотурбинный привод сложного цикла. Газотурбинные технологии, май – июнь,-2005,-С. 2 – 7. 8. Билека Б.Д. Комбинированные энергохолодильные установки для повышения эффективности работы газотранспортных систем. Пром. теплотехника, т. 28, № 2.-2006,-С. 132 – 148. 9. Бухолдин Ю.С., Олифиренко В.М., Парафейник В.П., Сухоставец С.В. Энергоутилизационная установка с пентановым рабочим циклом. Газотурбинные технологии, январь – февраль.-2005,-С. 10 – 12.

Поступила в редколлегию 15.05.2008

УДК 621.91

*В.І. ЛАВРІНЕНКО, Б.В. СИТНИК, В.Г. ПОЛТОРАЦЬКИЙ,
О.А. ДЄВИЦЬКИЙ, О.О. ПАСІЧНИЙ, І.В. ЛЄЩУК,
В.Ю. СОЛОД, В.С. МАНАЄНКОВ*

ОСОБЛИВОСТІ ФОРМУВАННЯ ОПОРНОЇ ПОВЕРХНІ МІКРОНЕРІВНОСТЕЙ ПРИ ШЛІФУВАННІ ШВИДКОРІЗАЛЬНОЇ СТАЛІ КРУГАМИ ІЗ КОМПАКТИВ КНБ

Одним з найважливіших геометричних параметрів, що визначає якість деталі, є шорсткість її поверхонь. Після будь-якої механічної обробки поверхні завжди має місце певна її шорсткість, уникнути якої неможливо. Найбільш розповсюдженим та вживаним в науковій та технічній літературі показником шорсткості поверхні є показник Ra. Між тим, досвід промислової експлуатації виробів [1] підтверджує те, що для різноманітних умов їх експлуатації необхідно контролювати не один, а декілька параметрів шорсткості: для поверхонь, які схильні до контактних напружень – Ra та tr; для пресових з'єднань – Ra; для поверхонь виробів, які піддаються змінним навантаженням – Rmax, Sm та напрямком нерівностей; для поверхонь, які утворюють герметичні з'єднання – Ra та tr.

У цій роботі нами було розглянуто формування параметрів відносної опорної поверхні профілю мікронерівностей оброблюваної поверхні тр стосовно процесів шліфування швидкорізальних сталей кругами з КНБ.

Шорсткість оброблених поверхонь контролювалась за допомогою профілометра-профілографа моделі SurfTest SJ-201 фірми Mitutoyo (Японія), що був підключений до комп'ютера.

Оброблюваний матеріал при дослідженні – швидкорізальна сталь Р6М5.

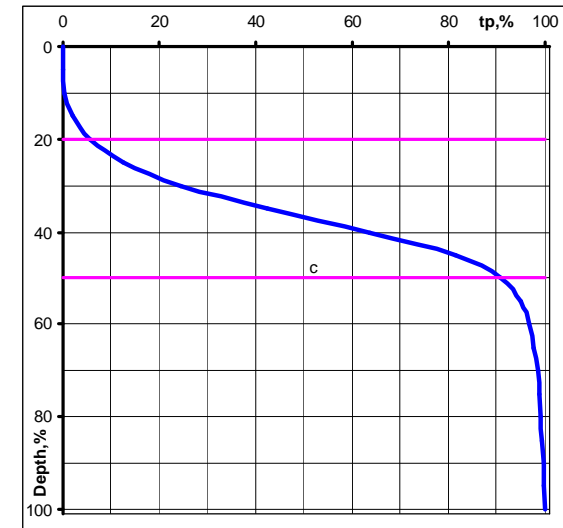
Досліджувалися експлуатаційні характеристики кругів з зернистостями компактів 630/500, 250/200 та 160/125 при продуктивності обробки у 120 мм³/хв.

Загальні результати досліджень експлуатаційних характеристик кругів з шліф порошками на основі компактів мікропорошків кубаніту представлені в табл. 1.

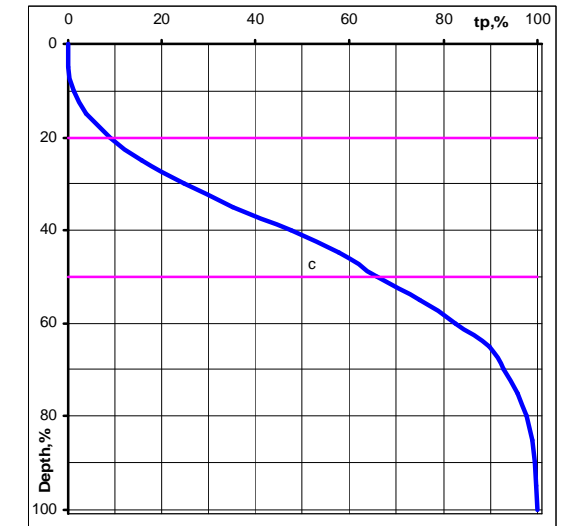
Таблиця 1 – Результати дослідження експлуатаційних характеристик кругів з шліфпорошками на основі компактів мікропорошків

Характеристика КНБ	Ефективна потужність шліфування, кВт	Максимальна висота мікронерівностей, <i>Rmax</i> , мкм	Шорсткість по <i>Ra</i> , мкм
К 630/500	0,4	3,11	0,44
К 250/200	0,3	3,19	0,37
К 160/125	0,1	5,49	0,46

Як видно з табл. 1, зниження зернистості компактів в кругах у 4 рази фактично не впливає на шорсткість оброблюваної поверхні за параметром *Ra*. Разом з тим, спостерігається певна різниця у значеннях параметру *Rmax*. При аналізі профілю мікрорельєфу можна зробити висновки, що із зменшенням зернистості компактів відбувається збільшення так званих «кишень». Якщо при зернистості 630/500 спостерігається більш-менш рівномірний профіль мікрорельєфу, то для зернистості 160/125 характерним є профіль мікрорельєфу із своєрідними «кишенями». Це видно за зміною відносної опорної довжини профілю (рис. 1).



а



б

Рис. 1 – Відносна опорна довжина профілю (а – для зернистості 160/125; б – для зернистості 630/500)

Залежності відносної опорної довжини профілю t_{20} та t_{50} в перерізах, які відповідають 20% та 50% висоти профілю від зернистості представлені на рис.2.

УДК 316.3

В.М. РИЖИХ, В.О. ШВАДЧЕНКО, О.В. КОРНІСНКО, О.М. ЮРЧЕНКО

УПРАВЛІННЯ ПРОЦЕСАМИ НА ЄВРОПЕЙСЬКОМУ ВЕКТОРІ

In article the question of a condition of national safety of the state and management of processes of the European and North Atlantic integration is considered.

Наука управляти – державою, сферами діяльності, процесами, людьми - є чи не найскладнішою з усіх наук. В умовах високо розвинутого суспільства, а тим паче, коли в цьому суспільстві відбувається кардинальна трансформація політичної та соціально-економічної системи вона стає ще більш складною. В Україні, де плінуть саме такі процеси, проблеми вибору шляхів розвитку держави і суспільства та адекватних методів державного управління виходять на перший план.

Управління процесами європейської та євроатлантичної інтеграції України, на наш погляд, має розглядатися в контексті реалізації політики національної безпеки, світових геополітичних тенденцій та зовнішніх і внутрішніх факторів, оскільки вони суттєво впливають на формування загальнонаціональної системи управління.

Стан національної безпеки країни, її економічний і оборонний потенціал визначаються в першу чергу станом і рівнем розвитку науково-технічних та виробничих комплексів, адекватною реалізацією технологічних можливостей держави. Характер економічного розвитку України на шляху до ринкових відносин свідчить, що неможливо забезпечити належну якість життя населення, домогтися бажаних результатів у формуванні та реалізації зовнішньої та внутрішньої політики не визначившись „як”, „навіщо” та „що перебудуємо”, не оцінивши наслідки рішень, що приймаються на всіх рівнях влади.

Україна на сучасному етапі її розвитку зіткнулася із серйозним викликом часу, так як трансформація політичних та соціально-економічних процесів, структурна перебудова її економіки і перехід до ринкових відносин потребують практично повного реформування господарського розвитку держави, інших сфер діяльності, в тому числі інтелекту економіки - її науково-технологічної сфери.

Існуюча в Україні система державного управління має перехідний характер. Наявний інструментарій формування і реалізації економічної, соціальної і оборонної політики не спрямований на забезпечення якісних перетворень -

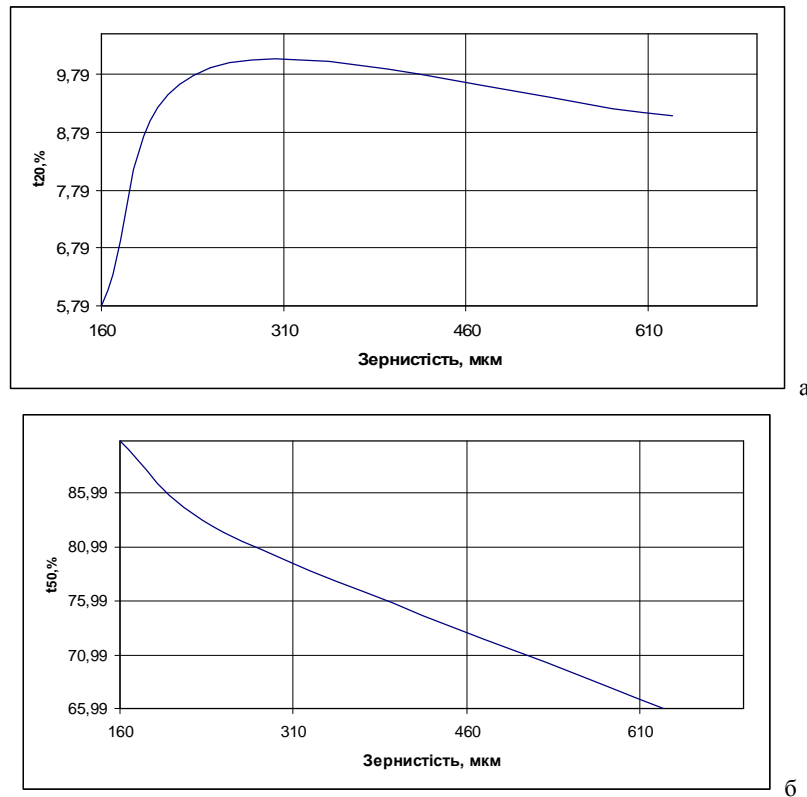


Рис. 2 – Залежність опорної довжини профілю від зернистості компактів
(а - t_{20} ; б - t_{50})

З рис. 2 видно, що зі зменшенням зернистості в 4 рази (з 630/500 до 160/125) t_{50} зростає, а t_{20} відповідно спадає. Тим самим, відбувається збільшення несущої здатності мікронерівностей оброблюваної поверхні. Це пояснюється збільшенням так званих «кишень» на профілі мікрорельєфу відповідно зі зменшенням зернистості.

Список літератури: 1. Козловский Н.С., Виноградов А.Н. Основы стандартизации, допуски, посадки и технические измерения. - М.: Машиностроение, 1979. - 224с.

Поступила в редколлегию 15.05.2008

інноваційного розвитку, оновлення структури виробництва, подолання глибокої диференціації доходів, проведення реформи Воєнної організації тощо. У межах існуючої моделі розвитку країни та державного управління широкомасштабна модернізація національної економіки майже неможлива.

В цілому система державного управління України залишається неефективною, внутрішньо суперечливою, незавершеною і структурно недосконалою, не відповідає новим умовам і потребам розвитку суспільства, гальмує проведення радикальних соціально-економічних та політичних перетворень.

Некомплексний і безсистемний підхід у проведенні економічних реформ, запровадження окремих ринкових елементів без законодавчо визначених правил поведінки та відповідальності учасників ринку, поступова втрата державного впливу на процеси, які відбуваються в промисловій, сільськогосподарській та інших сферах діяльності, неадекватні заходи, що вживаються до окремих посадових осіб за грубе порушення законодавства, призвели до макроекономічних диспропорцій, зниження рівня життя населення та виникнення системної організованої злочинності і корупції.

Розпочавши без наукового обґрунтування і супроводження трансформаційні процеси в обстановці послаблення формуючого і регулюючого впливу держави на характер і динаміку економічних процесів, Україна демонструє специфічні, відмінні від усталених економік ринкового типу реакції, що виникають у відповідь на неадекватне макроекономічне регулювання.

Оцінюючи ситуацію, яка склалася за роки незалежності України, слід зазначити, що в основі негативних явищ знаходиться спрощене тлумачення ринкової економіки та відповідне неефективне державне управління науково-технічними, економічними, соціальними, екологічними та іншими процесами життєдіяльності держави.

Закордонний досвід управління свідчить, що в сучасних умовах при різних соціальних, економічних, географічних, національних, історичних та інших особливостях країн-лідерів економічного розвитку є одне, що їх об'єднує - це стратегічне програмно-цільове планування процесів розвитку держави і суспільства та управління пріоритетами, а також відсутність хаосу і надій на мимовільний розвиток ринкових відносин як основної рухомої сили.

Необґрунтована відмова від перспективного прогнозування, покликаною передбачати ймовірність тенденцій у вирішенні довгострокових завдань розвитку суспільства та стратегічного програмно-цільового планування як засобу обґрунтування найкоротших шляхів досягнення мети, що широко використовуються в світовій практиці, вкрай згубно впливають на

соціально-економічний розвиток України і якість життя її населення. В умовах ринкової економіки прогнози й плани розробляються на підставі методології та методики, що передбачають не директиву, а звід правил і заходів щодо параметрів рівня розвитку економіки, які будуть визначати основи життя суспільства в майбутньому.

Провідні країни Європи і Азії, спираючись на інтенсивне використання досягнень науково-технічного прогресу, сучасну багаторівневу систему менеджменту, включаючи високій рівень державного управління (регулювання) економікою, широко використовуючи міжнародний розподіл праці, досягали за короткий історичний період значних соціально-економічних показників. Особлива роль у досягненні мети економічного розвитку та високого рівня конкурентоспроможності цих країн відводиться державному і господарському управлінню. Тобто Уряди зазначених країн надають особливе значення системному державному управлінню як економічними процесами в цілому так і процесами розвитку пріоритетних напрямів науки, техніки, технологій та виробництв.

Інноваційна модель розвитку економіки, новітні технології стали об'єктом державної політики стимулювання економічного росту - в якості фактора підтримки інвестиційного потенціалу, а також бази для трансформації галузевої та організаційно-управлінської структури економіки. Головна тенденція змін державної науково-технічної і промислової політики в цих країнах полягає в поступовому переході від регулювання й управління окремими галузями, виробництвами, товарними ринками (хоч воно в тому чи іншому вигляді залишається) до регулювання і підтримки стратегічних для національної економіки технологій. Чим більш універсальна високотехнологічна система, чим більше коло конкретних секторів економіки вона охоплює, тим більшою є державна підтримка.

В широкому розумінні науково-технічна та промислова політика розглядається як єдине ціле і включає всі дії держави, спрямовані на прогресивний розвиток і використання науково-технічного прогресу, технологічного і кадрового потенціалів в інтересах вирішення пріоритетних проблем і завдань соціально-економічного розвитку та забезпечення національної безпеки.

Теорією і практикою визнано, що основними факторами, які впливають на розвиток суспільства є:

- внутрішній економічний потенціал;
- рівень управління економічним комплексом;
- науково-технічний потенціал;

- ступінь участі в міжнародній торгівлі та потоці інвестицій;
- якість і ефективність фінансової системи;
- ступінь впливу державної політики на створення конкурентного середовища;
- стан інфраструктури;
- стан і кваліфікація трудових ресурсів.

Аналіз зазначених факторів, які характеризують наявний потенціал та сферу управління свідчить, що в Україні є достатньо високий науково-технічний, економічний і кадровий потенціал, який при ефективному його використанні здатний в достатньо короткі історичні строки забезпечити досягнення середньоєвропейських соціально-економічних показників. Інші фактори, які відображають сферу управлінської діяльності, не знайшли свого належного застосування при формуванні основних засад реалізації державної політики України.

Безумовно, неможливо побудувати демократичну, правову, соціально орієнтовану, індустріально розвинену державу, досягти високого рівня життя населення без створення ефективної системи державного управління і гнучкої моделі прийняття управлінських рішень на усіх рівнях влади.

При створенні системи управління будь-якими динамічними процесами необхідно реалізувати тріаду завдань, вирішення яких гарантує успіх управлінської діяльності, а саме:

- визначити цілі розвитку, об'єкти і суб'єкти управління, форми управління і управління;
- виділити основні фактори, які впливають на розвиток об'єкта управління, управляємі параметри та вплив управління;
- встановити місце об'єктів і суб'єктів управління в навколишньому середовищі, оцінити ресурси, що мають, впровадити ефективну технологію прийняття та оцінювання управлінських рішень.

Система державного управління - це сукупність суб'єктів і об'єктів управління, цілей, форм і методів управлінської діяльності, призначених забезпечити якісне життя населення, конституційні права людини і громадянина, національну безпеку і національні інтереси, задовольнити національні потреби.

За своєю структурою система державного управління охоплює такі взаємопов'язані складові:

- суб'єкти управління (управляючу систему в статичності);
- процеси управління (управляючу систему в динамічності);
- об'єкти управління (суспільну систему).

У цій системі суб'єкт управління (держава) визначає організаційно-правові форми взаємодії (управлінської діяльності), тобто певного роду суспільні відносини, через які реалізуються чисельні прямі і зворотні зв'язки між суб'єктами і об'єктами управління, що віддзеркалює попит і потреби суспільства. Система державного управління повинна бути прозорою, динамічною і підконтрольною народowi, зорієнтована на якісне, своєчасне і ефективне надання послуг суспільству, виходячи, перш за все, з вимог Конституції.

Ніяка система управління не може розраховувати на успішне функціонування, якщо вона не має обґрунтованих стратегічних цілей розвитку і не здійснює ефективних дій, що з них витікають. Старе японське прислів'я є не менш актуальним і в наш час: „Стратегія без дії є просто фантазерство, а дія без стратегії - це кошмар”. Система державного управління створюється виходячи зі Стратегії розвитку держави і суспільства, а не навпаки, коли на існуючі суб'єкти управління покладаються відповідні завдання, що призводить до проведення чисельних неефективних адміністративних реформ. І такі „реформи” здійснюються в Україні протягом всіх років її незалежності.

Тобто, реформування системи державного управління, визначення функціональних завдань органів державної влади, посадових осіб необхідно здійснювати виходячи з довгострокових цілей внутрішньої і зовнішньої політики, соціально-економічного розвитку країни.

Особливістю державного управління порівняно з іншими видами управлінської діяльності є, насамперед, унікальність об'єкта, яким виступає суспільство в цілому, або окремі регіони, галузі, сфери діяльності, і пов'язаний з цим значний її масштаб та складність. У державному управлінні жодне рішення не може бути випадковим, впровадження кожного з них є життєво важливим як для держави в цілому, так і для певного кола осіб і окремого громадянина.

Досвід роботи у різних сферах господарського та державного управління доводить, що основа успіху залежить від ефективності керівництва та оцінювання управлінською діяльністю. Від того, наскільки управлінські рішення будуть цілеспрямованими, оперативними і обґрунтованими, залежить динаміка і перспективи розвитку суспільства. Праця навіть у самих елементарних своїх формах виступає як цілеспрямована діяльність, якій завжди передують усвідомлення мети.

Однією із стратегічних цілей на сучасному етапі може стати – досягнення Україною протягом 12-15 років середньоєвропейських показників

вироблення валового внутрішнього продукту на душу населення і на цій основі забезпечення відповідного рівня життя українського народу.

Ключовими завданнями органів державної влади є забезпечення взаємозв'язку стратегічних цілей розвитку з конкретними заходами по їх досягненню. Це можливо досягти лише при наявності ефективної технології управлінської діяльності та системи управління, яка забезпечить її послідовну реалізацію.

Управлінська діяльність без технології не існує. Розробка технології є найважливішим процесом, який зв'язує в одне ціле основні функції управління: планування, організацію, мотивацію і контроль.

Технологія управління як процес історично бере початок з самого управління. Управління будь-яким процесом реалізується через спеціальні органи і структури, скоординовані дії їх посадових осіб, упорядкування яких в часі і складає технологію управлінської діяльності. Організація управління завжди переслідує мету отримання кращих результатів при тих же затратах ресурсів.

Відсутність принципів і механізмів створення єдиної технології керівництва та оцінювання управлінської діяльності в державному управлінні, механізмів формування і реалізації єдиної науково-технічної та промислової політики держави, взаємозв'язків її з цілями, пріоритетами і завданнями економічної, соціальної і оборонної політики, розрізненість цих політик не дозволяє здійснювати ефективно державне управління, забезпечити скоординованість дій органів влади та суб'єктів господарювання, подолати негативні наслідки в економічній, соціальній, екологічній та інших сферах життєдіяльності країни.

Якщо Україна прагне увійти до світового ринку в якості держави з диверсифікованою, промислово розвинутою економікою з високими технологіями вона має впровадити в практику ідеї поєднання науково-технічної політики з промисловою політикою, яка розглядалася б в тісному взаємозв'язку з економічною, соціальною і оборонною політикою, та комплексну систему її реалізації.

Такою системою може стати система стратегічного програмно-цільового планування, яка є комплексним багаточільовим інструментом управління і передбачає наступну послідовність дій з боку органів державної влади.

Поступила в редколегію 15.05.2008

УДК 330

Р.Ф. СМОЛОВИК, О.В. ЄВСЮКОВА

ІННОВАЦІЙНІ СТРАТЕГІЇ ГАЛУЗЕВИХ НАПРЯМКІВ РОЗВИТКУ В СУЧАСНИХ УМОВАХ

В статті аналізуються різні підходи до існуючих видів стратегій інноваційного розвитку з урахуванням особливостей української економіки, яка все ще зберігає ознаки ресурсоемного екстенсивного шляху її розвитку.

In clause various approaches to existing kinds of strategy of innovative development in view of features of the Ukrainian economy which all still keeps its attributes resource capacious an extensive way of development are analyzed.

Вступ. В сучасних умовах, незважаючи на прагнення к ринковим перетворенням, українська економіка зберігає все ще ознаки ресурсоемного екстенсивного розвитку, провідну роль в структурі котрого, як і раніше, грають здобуваючі галузі промисловості при досить незбалансованому блоці галузей обробляючої промисловості та недостатньо розвитої сфері послуг. В цих умовах процес подальшого соціально-економічного розвитку неможливий без відповідної структурної реорганізації економіки. Однак рішення вказаної задачі потребує принципових змін в самому процесі використання основних економічних ресурсів. Причому така задача є не тільки чисто технологічною, а потребує корінних змін в усій системі загальних відносин [1].

Постановка задачі. Названі і проаналізовані інноваційні стратегії галузевих пріоритетів в чистому своєму вигляді не можуть бути використані в сучасних умовах ринкових відносин, тому що сучасна економічна ситуація в Україні не є адекватною ринковим відносинам в усьому комплексі задач, що вирішуються. Запропоновані умови використання кожної з видів аналізованої стратегії інноваційного розвитку з урахуванням їх позитивних та негативних характеристик [2].

Результати. В теперішній час для інноваційних процесів з метою аналізу їх ефективності в процесі виробництва використовується, в основному, два види стратегій: технологічного лідерства і технологічного запозичення (імітація). Обидва види технології розглядаються з точки зору їхнього впливу тільки на витрати виробництва і прибуток, що отримується. Для першого виду вказаної вище стратегії характерний ранній старт освоєння нових технологій, тому можуть виникати значні додаткові витрати і степені ризику у зв'язку з можливістю прийняття помилкових рішень в процесі проводи мого наукового дослідження. Другий вид стратегії характеризується більш пізнім етапом освоєння нової технології, нового продукту, що створює більш комфортні умови для використання досвіду інших підприємств, організацій,

а, як наслідок, мати ліпші стартові умови для сприйняття наступних інноваційних пропозицій в даній галузі.

Однак, на наш погляд, в сучасних умовах розвитку інноваційної політики необхідно звернутися до світового досвіду галузевої реструктуризації, яка передбачає декілька таких варіантів інноваційної політики, яка передбачає вирішення задач в умовах кожної окремої організації і регіонів (рисунок).

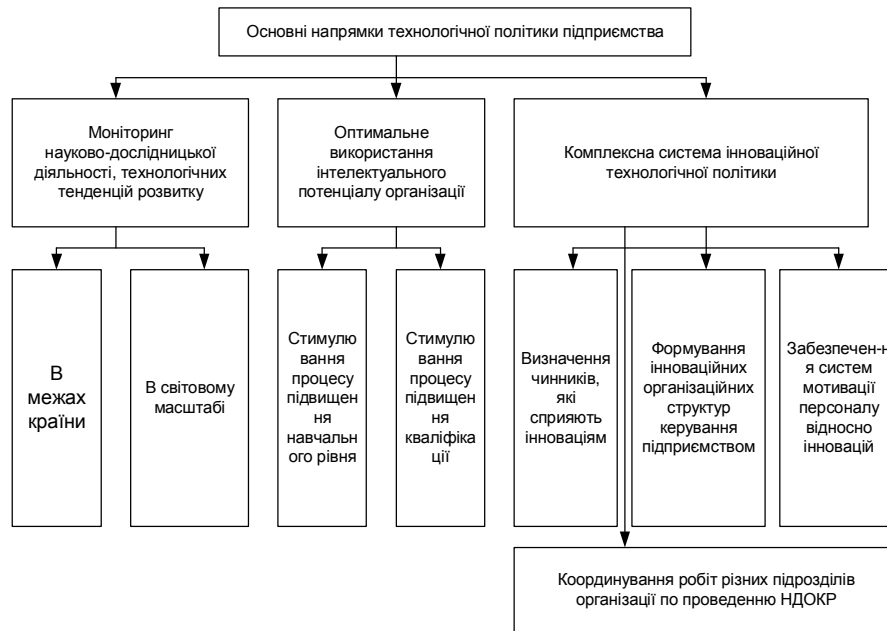


Рис. Основні задачі технологічної політики підприємства

У зв'язку з цим в економічно розвинених країнах використовують декілька видів інноваційних стратегій галузевих пріоритетів розвитку, які вони пропонують до використання в інших країнах, в тому числі і в Україні:

- стратегія оптимізації використання природних ресурсів;
- стратегія імітації («наздоганяючого розвитку»);
- стратегія суперінноваційна («гонка за лідером»).

Кожна з перелічених вище інноваційних стратегій вирішує свої специфічні задачі, спрямовані на вибір галузевих пріоритетів розвитку.

Перша стратегія – вирішує наступні тактичні задачі:

- розробка природних ресурсів шляхом залучення іноземних інвестицій;
- використання отриманих доходів для підвищення добробуту України і розвитку пріоритетних галузей, орієнтованих на внутрішній ринок.

Друга стратегія спрямована на:

- освоєння та виробництво конкурентоспроможної продукції на основі позичених, розроблених раніше технологій;
- завоювання ринку за рахунок цінової конкуренції при високій якості продукції;
- модернізацію та виробництво більш якісної оригінальної продукції.

Використання третьої стратегія пропонується з метою створення і освоєння:

– розробки та використання нових технологій, розроблених на їхній базі інноваційних продуктів, товарів, послуг; при цьому їх розробка базується на основі передових досягнень НТП; окрім того такі інноваційні технології та інноваційні продукти володіють специфічною властивістю - здатністю створювати, формувати нові види ринків, продуктів, послуг.

Однак, представлені вище різноманітні види стратегій галузевих пріоритетів дозволяють, на наш погляд, зробити наступні висновки: в сучасних умовах розвитку ринкових відносин для нашої країни достатньо складно обрати одну з розглянутих вище стратегій, оскільки жодна з них не може бути, на наш погляд, довготривалою, визначальною цілі і перспективи розвитку пріоритетних галузей. Так, наприклад, для використання «сировинної стратегії» характерна перспектива швидкого виснаження, наявних запасів ресурсів в Україні; можливість появи нових інноваційних видів ресурсів, які створюють конкурентну середу для базових ресурсів; поява нових конкурентів, а саме головне – можливість виникнення небезпеки залежності національної економіки від коливань світової кон'юнктури.

Практика застосування другого виду стратегії – це стратегія суперінноваційних технологій, на наш погляд, має визначене обмеження з можливості її використання, оскільки така стратегія потребує значних інвестицій. Як показує практика використання таких технологій можливе в умовах наукоємних підгалузей виробництва, таких як сфера космічного виробництва, авіа- і ракетної техніки. При використанні вказаного виду стратегії буде залежати стан процесу виробництва, рівень технічної оснащеності основних засобів підприємства, галузі, народного господарства в цілому, а також можливість структурної перебудови економіки, вирішення соціальних і екологічних проблем від ефективності інвестиційної політики. Однак в сучасних умовах темпи інвестиційної діяльності в Україні значно знизилась, причому попит на інвестиції **падав** значно швидше, чому виробництво валового продукту. Одна з причин такого явлення – інфляція, яка значно знецінює інвестиційні **засоби** при використанні даного виду стратегії.

У зв'язку з цим найбільш прийнятної для України з точки зору іноземних спеціалістів в галузі стратегічного планування інноваційних процесів **вважається** стратегія імітації, тобто використання здобуваючої,

вже освоєної раніше іншими споживачами інноваційної технології, яка дозволяє забезпечити випуск конкурентоспроможної продукції. Однак, на наш погляд, стратегічна мета структурної політики повинна формувати якісно нову структуру економіки, яка забезпечує: соціальну орієнтацію всього процесу громадського виробництва; створення високорозвиненого споживчого сектору і прогресивної структури споживання з високою питомою вагою споживчих товарів чи послуг; з послідовним удосконаленням технологічної структури виробництва. Досягнення вказаних цілей буде можливе за таких умов, коли технологічна політика підприємства буде мати можливість для вирішення вказаних вище основних задач (рисунок):

- **МОНІТОРИНГ** науково-дослідницької діяльності на всіх етапах інноваційного циклу з **урахуванням** технологічних тенденцій розвитку;

- створення на підприємстві, в організації соціально-психологічного клімату, умов трудової діяльності, які дозволяють вирішувати задачу оптимального використання інтелектуального потенціалу організації і кожного окремого співробітника;

- проведення інноваційної технологічної політики з **урахуванням** останніх досягнень в розвитку науки і техніки.

В сучасних умовах розвитку ринкової економіки **прагнення** до використання інноваційної технологічної політики пояснюється наступними причинами:

- підприємства, які не дозволяють прогресивні інноваційні технології не мають можливості знизити витрати на проведення науково-дослідницьких, опитно-конструкторських робіт, особливо урахуванням значимості в структурі витрат окремих етапів інноваційного циклу;

- скорочення тривалості етапів інноваційного циклу буде оказувати позитивний вплив на ріст рівня технологічної оснащеності підприємства, конкурентоспроможності товарів і послуг, підприємств в цілому; оказувати вплив на підвищення тривалості життєвого циклу продукту в умовах ринка.

Все вище викладене дозволяє зробити висновок, що будь-яка з вказаних технологічних інноваційних стратегій повинна забезпечити для підприємства досягнення трійної мети:

- знизити рівень інвестиційного і інноваційного ризику;
- підвишити значення чинника конкурентоспроможності підприємства і

рівень його фінансової стійкості в умовах ринку;

- підвишити ефективність кінцевих результатів господарської діяльності, зробити її більш прибутковою;

- використовувати переваги сучасного процесу інтернаціоналізації НДОКР в умовах глобалізації ринкових економік.

Однак, задачі наукових досліджень в сучасних умовах необхідно розглядати і аналізувати крізь призму економічної кризової ситуації зниження продуктивності громадського виробництва і падіння курсу національної валюти. Науковці України традиційно займали (в колишніх країнах СНД) провідне місце в наукових дослідженнях в галузі: механіки, порошкової металургії, створення нових видів матеріалів, ракетно-космічних технологій. Саме в останній галузі залишилось багато розроблених раніше нездійснених проектів, реалізацією деяких з них зацікавлені закордонні країни. Однак створена за останній час економічна ситуація в нашій країні не створює необхідні умови для використання отриманих результатів наукових досліджень в різних сферах виробництва.

Необхідно відмітити той факт, що всі вказані інноваційні стратегії потребують значних інвестицій. Досвід країн західної Європи і США показує, що вихід з кризової ситуації починається завжди з інноваційної активності, яка веде до оновлення основного капіталу; потім до розвитку засобів виробництва; до росту зайнятості і платоспроможності населення; до пожевлення і розвитку галузей, які виробляють товари народного споживання. Коли оновлення основного капіталу приймає масовий характер, то відбувається перехід від оздоровлення промисловості до її значного підйому. Але механізм саморегулювання ринкової економіки ще не може вирішувати вказані задачі без значних уливів капіталу.

Окрім того необхідно враховувати і той факт, що ефективність виробництва тільки на одну третину залежить від інвестицій, а інша її частина визначається інтелектуальним капіталом – кваліфікацією, компетентністю інноваційних менеджерів. У зв'язку з цим в процесі розробки стратегічних мір антикризового управління менеджмент будь-якої організаційної структури повинен бути готовий до вирішення досконало інших проблем, які необхідні для досягнення поставлених інноваційних цілей розвитку. Причому менеджмент організацій в цих умовах стає власно відповідальним, як за досягнуті результати, так і за свою діяльність з придбання нових знань і навиків. При цьому необхідно звернути особливу увагу на той факт, що сформоване раніше уявлення про методи впливу можуть перетворитися в нездоланні перешкоди, які, природно, потребують також змін з точки зору їх відповідності інноваційним процесам, інноваційним змінам.

Окрім того необхідно відмітити той факт, що початковий етап вказаних вище структурних перетворень взаємозв'язаний з прискоренням процесу ресурсозбереження і, відповідно, з глибокою реструктуризацією всього наукоємного сектору процесу виробництва. Розвиток такого виробництва, як правило, не потребує значних матеріально-енергетичних ресурсів, а з другого боку – високі інноваційні технології не тільки сприяють інтенсифікації виробництва, але й

поглибленню структурних зрушень в базових галузях, вирішують соціальні і екологічні задачі.

У зв'язку з цим вказані вище процеси відображають загальні **закономірності** структурних галузевих змін, які визначають послідовний перехід економічної системи з високою питомою вагою сировинних, здобуваючих капітало- і матеріалоємних галузей до більш прогресивних і динамічних наукоємних галузей і процесів виробництва.

Подібні зміни в галузевих **пріоритетах** розвитку в економіці характерні, як правило, для країн з розвинутою ринковою економікою. Можливо припустити, що така тенденція структурної перебудови галузей для провідних економічно розвинутих країн збережеться і в тривалій перспективі. Однак, при цьому необхідно враховувати той факт, що структурна перебудова галузей України буде **ДОСИТЬ** тривалою за часом, оскільки частка здобуваючих, матеріалоємних галузей промисловості в наступний період достатньо велика і перевищує абсолютний показник для таких країн, як США, Франція, Великобританія в 1,5 - 1,6 рази, а для Японії і Німеччини – в 1,3 рази.

Висновки. В сучасних умовах глобалізації економічний механізм розвинутих країн переживає перехід від індустріального до постіндустріального розвитку типу виробництва; однак постіндустріальне виробництво обов'язково потребує такої галузевої реструктуризації, яка базується тільки на інноваційних процесах. Тому головним елементом такого стратегічного напрямку повинна бути загальнонаціональна система ресурсозбереження, яка включає взаємопов'язані програми економії усіх видів ресурсів, особливо конкурентних і, насамперед, енергетичних. В цьому випадку скоректована програма енергозбереження, при розумному регулюванні цінової політики з боку держави, буде стимулювати, на наш погляд, весь процес економіки найбільш енергоємних вихідних матеріальних ресурсів при виробництві товарів, послуг. Наприклад, чорних та кольорових металів. Окрім того рішення вказаної задачі «автоматично» буде призводити до зниження трудових витрат при їх виробництві.

Список літератури: 1. Теория и практика антикризисного управления / под ред. С.Г. Беляева, В.И. Кошкина. – М.: «Закон и право», 1996. – 412 с. 2. Економічні та соціальні напрямки комплексної реструктуризації промисловості України: Наукова доповідь. - Донецьк: ІЕП НАН України, 1998. – 145 с. 3. Коломойцев В. Структурна трансформація промислового комплексу України. – К.: Укр. енциклопедія, 1997. – 300 с. 4. Біла С. Державне регулювання фінансування структурної трансформації економіки України // Вісник Української Академії державного управління. – 2003. - № 3. – С. 202-211. 5. Гольдштейн Г.Я. Стратегический инновационный менеджмент: тенденции, технологии, практика: Монография. – Таганрог: Изд-во ТРТУ, 2002. – 179 с.

Поступила в редколлегию 15.05.2008

УДК621.438-719.002.1

*В.Е. СПИЦЫН, А.А. ФИЛОНЕНКО, Ю.Я. ДАШЕВСКИЙ,
Д.Н. ПИСЬМЕННЫЙ*

СИСТЕМА ОХЛАЖДЕНИЯ ПЕРСПЕКТИВНОГО ДВИГАТЕЛЯ ГТД-45/60

This report reviews the main features of the cooling system for the GTD-45/60 gas turbine. Main design decisions, which provide available temperatures of the units being cooled, are shown in the schemes.

В ГП НПКГ «Зоря»-«Машпроект» завершено проектирование и идет изготовление нового базового двигателя ГТД-45/60. Двигатель одновальный, предназначен для работы в составе комбинированной парогазотурбинной энергетической установки (ПГУ), но может быть использован и для работы в чисто газотурбинной установке (ГТУ). Передача мощности от вала ГТД к электрогенератору осуществляется через редуктор. Одной из основных конструктивных особенностей двигателя является возможность его использования с высокими теплотехническими показателями в двух вариантах: при номинальной мощности 45МВт (ГТД-45) и 60МВт (ГТД-60А).

При разработке двигателя и выборе его основных параметров ставилась задача максимально удешевить и упростить его конструкцию, обеспечив при этом высокий уровень экономичности. При разработке двигателя ГТД-45/60 был учтен опыт проектирования и доводки однокаскадного двигателя ГТД-110, номинальной мощностью 110 МВт.

Несмотря на достаточно высокие температуры газа в проточной части турбины, с целью удешевления двигателя и ускорения его доводки, все лопаточные аппараты изготавливаются из освоенных на нашем предприятии коррозионно-стойких никелевых сплавов с высоким содержанием хрома, а диски компрессора и турбины – из высоколегированных сталей, также применяемых на нашем предприятии.

Это обусловило и ряд особенностей системы охлаждения двигателя, в частности, в четырёхступенчатой турбине потребовалось охлаждение сопловых и рабочих лопаток первой, второй и третьей ступеней, деталей ротора и статора всех ступеней, а также охлаждение последних ступеней ротора компрессора. Для обеспечения допустимых температур деталей ротора турбины, прежде всего, диска первой ступени, уменьшения количества охлаждающего воздуха и реализации в рабочих лопатках первой ступени чисто конвективного охлаждения, в системе охлаждения двигателя ГТД-45/60 применяется водяной воздухоохладитель, в котором температура воздуха из-за компрессора, подающегося на охлаждение, снижается до 200°С. В настоящее время применение воздухоохладителей можно считать

традиционным для стационарных ГТД большой мощности таких фирм, как "Вестингауз", "Мицубиси" и других. Применяется воздухоохладитель и в конструкции двигателя ГТД-110.

Система охлаждения двигателя ГТД-45/60 – чисто воздушная. Конструктивная схема системы охлаждения турбинной части с основными потоками охлаждающего воздуха приведена на рис. 1.

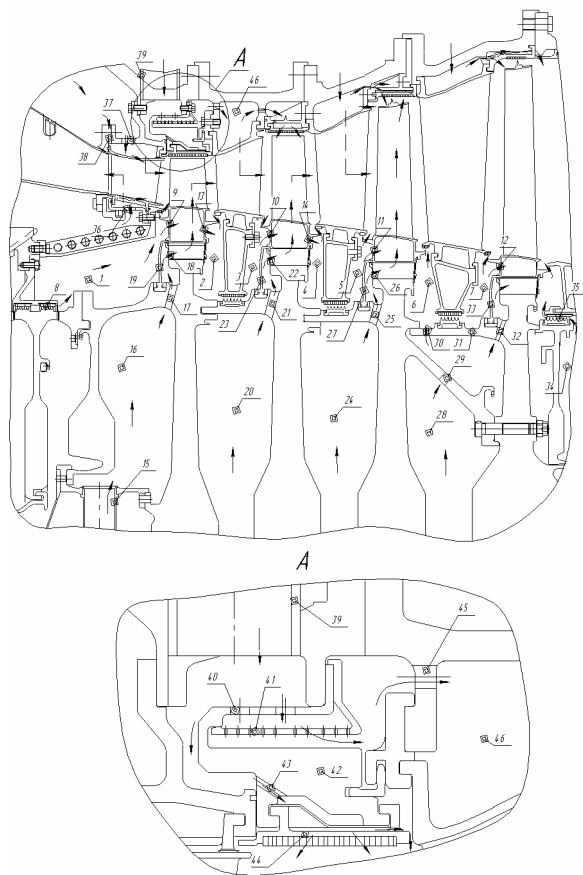


Рис. 1.

Как видно из рисунка, рабочие лопатки всех ступеней имеют удлиненные ножки. Это позволяет уменьшить диаметры дисков турбины, а также обеспечить более глубокое охлаждение замковых соединений дисков при минимальных расходах охлаждающего воздуха. Кроме того, все

периферийные околodисковые полости 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7 заполняются охлаждающим воздухом. В полость 1 поступает воздух, перетекающий из-за компрессора через двойное лабиринтное уплотнение 8. Для исключения подтечек газа в полости ножек лопаток предусмотрены подводы воздуха через пазы 9, 10, 11, 12. Пазы 13 и 14 предназначены для переброски охлаждающего воздуха, соответственно, в полости 2 и 4.

На охлаждение рабочих лопаток и диска первой ступени воздух подается по радиальным трубкам 15 через полость 16, отверстия в диске 17 и отверстия в замках лопаток 18. Полость подвода воздуха в рабочие лопатки отделена от всего газозвушного тракта сегментными экранами 19.

Схема течения охлаждающего воздуха в рабочей лопатке первой ступени показана на рис. 2.

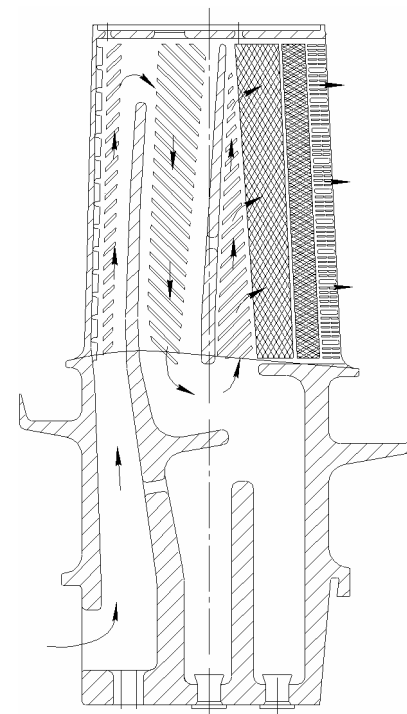


Рис. 2.

Рабочая лопатка первой ступени имеет конвективное охлаждение с петлевой схемой течения охлаждающего воздуха. Пленочное охлаждение в этой лопатке не применяется, поскольку требуемая глубина охлаждения была достигнута за счёт использования воздуха после охладителя.

Для снижения температуры металла выполнены рёбра-турбулизаторы квадратного сечения, которые выполняются под углом к направлению движения воздуха в охлаждающих каналах лопатки.

Оребрение внутренней полости вблизи выходной кромки состоит из двух участков вихревой матрицы, различающихся по углам скрещивания и геометрическим размерам рёбер. Выпуск охлаждающего воздуха производится в оребренную щель в выходной кромке. На охлаждение профильных частей рабочих лопаток первой ступени используется примерно 2,0% воздуха от физического расхода воздуха на входе в компрессор ($G_{ВХ.К}$).

Для охлаждения диска и рабочих лопаток второй ступени используется воздух из-за 11 ступени компрессора и поступает на охлаждение лопаток из полости 20 через отверстия 21 и 22. Как и в первой ступени, полость подвода воздуха в рабочие лопатки отделена от газоздушного тракта экранами 23. Схема течения охлаждающего воздуха в рабочей лопатке второй ступени подобна первой ступени. Расход воздуха на охлаждение этих лопаток – 1,3 % от $G_{ВХ.К}$.

Охлаждение дисков последних ступеней компрессора, дисков третьей и четвёртой ступеней турбины, а также рабочих лопаток третьей ступени осуществляется воздухом из-за 8-й ступени компрессора, отбираемым через ротор.

На охлаждение рабочих лопаток и диска третьей ступени этот воздух подводится из полости 24, отверстия 25, 26, а экранами 27 отделяется от остальных полостей (рис. 1).

Схема течения воздуха во внутренней полости рабочих лопаток третьей ступени показана на (рис. 3). Весь охлаждающий воздух проходит через два радиальных канала, разделённых ребром-перегородкой, и выпускается в проточную часть через канал сложной формы в бандажной полке. В радиальном канале со стороны входной кромки для интенсификации теплообмена имеются рёбра-турбулизаторы.

На охлаждение дисков третьей и четвёртой ступеней воздух подаётся также из полости 28 через систему отверстий 29, 30, 31 (рис. 1). Через отверстия 32 и полость, отделённую экранами 33 воздух подаётся на охлаждение замковых соединений четвёртой ступени. Диск четвертой ступени охлаждается также воздухом, перетекающим из разгрузочной полости 34 и лабиринт 35.

На охлаждение соплового аппарата первой ступени используется воздух из-за компрессора. Сопловые лопатки первой ступени двухполостные, с конвективно-плёночной системой охлаждения. В переднюю полость воздух отбирается через отверстия 36, в заднюю - через отверстия 37 и пазы 38 (рис. 1).

Среднее сечение сопловой лопатки первой ступени показано на рис. 4. В районе входной кромки выполнено, в общей сложности, 7 рядов отверстий

плёночного охлаждения. В передней полости со стороны как спинки, так и корыта установлены пластины с отверстиями струйного обдува стенок лопатки с внутренней стороны. Весь воздух из передней полости после этого выпускается через отверстия плёночного охлаждения на поверхность лопатки.

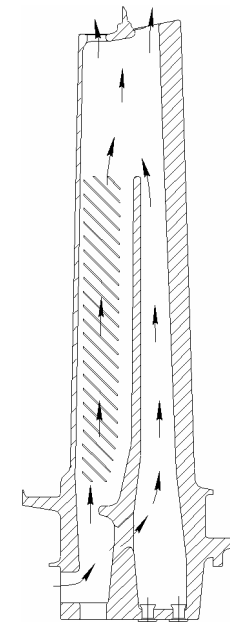


Рис. 3.

В задней полости лопатки установлен дефлектор, между оболочкой лопатки и дефлектором имеются продольные рёбра. За дефлектором внутренняя полость лопатки выполнена в виде участков вихревых матриц. Выпуск воздуха из задней полости осуществляется через выходную щель. На охлаждение этих лопаток используется примерно 3,5% воздуха от $G_{ВХ.К}$.

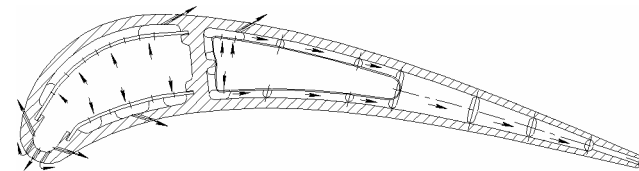


Рис. 4.

Корпусные детали соплового аппарата первой ступени охлаждаются только воздухом, поступающим на охлаждение сопловых лопаток.

Охлаждение сопловых лопаток и корпусных деталей второй ступени и надроторного кольца первой ступени осуществляется воздухом после охладителя. Весь этот воздух подаётся по наружным трубам 39, (рис. 1, элемент А), а затем через отверстия 40 и 41 подаётся на обдув надроторного кольца 42. Небольшая часть этого воздуха через отверстия 43 поступает на уплотнение зазора между кольцом 42 и вставками 44. Остальной воздух после охлаждения надроторного кольца через отверстия 45 перепускается в полость 46, из которой он поступает на охлаждение сопловых лопаток и других деталей статора второй ступени.

Необходимо отметить, что в двигателе ГТД-45/60 применено надроторное кольцо, конструктивно отличающееся от применённого на двигателях ГТД-110 и аналогичное применяемой на двигателях типа ДН80, ДН70 и хорошо себя зарекомендовавшее в течении ряда лет. Также следует отметить, что охлаждение надроторного кольца первой ступени и корпусных деталей второй ступени воздухом после охладителя необходимо для обеспечения приемлемых величин радиальных зазоров над рабочими лопатками первой и второй ступеней при малом количестве воздуха, отбираемого на охлаждение.

Сопловые лопатки второй ступени пакетной конструкции, дефлекторные с конвективной системой охлаждения. На охлаждение профильных частей этих лопаток используется около 1,3 % воздуха от $G_{\text{вхк}}$.

Для охлаждения сопловых лопаток и деталей статора третьей ступени используется воздух из-за девятой ступени компрессора, который отбирается по наружным трубам. Сопловые лопатки третьей ступени пакетной конструкции, дефлекторные с конвективной системой охлаждения. На их охлаждение используется 0,65 % воздуха от $G_{\text{вхк}}$.

Для охлаждения деталей статора четвёртой ступени используется воздух из-за шестой ступени компрессора, отбираемый по наружным трубам.

Использование для охлаждения воздуха из промежуточных ступеней компрессора позволяет обеспечить требуемую глубину охлаждения всех деталей и узлов при минимальных расходах охлаждающего воздуха.

Необходимо также отметить, что при разработке системы охлаждения двигателя ГТД-45/60 и определении температурного состояния деталей был использован опыт доводки системы охлаждения и охлаждаемых лопаток двигателя ГТД-110.

Из изложенного следует, что разработанная система охлаждения обеспечивает уровень температур, позволяющие использовать освоенные конструктивные решения и материалы. Применение эффективных методов охлаждения позволило минимизировать отборы охлаждающего воздуха и обеспечить высокие теплотехнические показатели создаваемого двигателя.

Поступила в редколлегию 15.05.2008

УДК 693.54

*Н.В. СУРДУ, А.А. ТАРЕЛИН, А.С. КОВАЛЕВ, А.В. СЛОНЕВСКАЯ,
В.В. СИБЕРНЮК*

О ПРИРОДЕ КАВИТАЦИОННЫХ ЯВЛЕНИЙ В ПРОЦЕССАХ ПОЛУЧЕНИЯ СИНТЕТИЧЕСКОГО ТОПЛИВА

The model of the mechanism of occurrence of the cavitations bubble in water systems is offered. In a basis of model is the guess of the uniform nature of the plastic derisions arising in metals and fluids. The analysis of kinetics of vaporous filling of a cavitations cavity has been executed.

В настоящее время наблюдается значительный научный и практический интерес к изучению и использованию кавитационных явлений в различных технологических процессах, направленных на разработку высокоэффективного оборудования для генерации тепла, активации физико-химических превращений при переработке углей и углеводов в синтетическое топливо и т.п. Под кавитацией в жидкости обычно понимают явление образования заполненной паром и газом кавитационной каверны [1]. В различных источниках она называется полостью, пузырьем, пузырьком, сферой и т.п. Эти термины вполне применимы и адекватны физической сущности кавитации. Кавитация в жидкости может возникать: 1) в связи с локальным понижением давления, 2) из-за выделения энергии.

К первой группе относятся гидродинамическая (ГДК) [2] и акустическая кавитации (АК) [3], имеющие большое значение в природе. ГДК можно наблюдать в устройствах, уменьшающих давление жидкости согласно закону Бернулли, например в корабельных винтах, турбинах и насосах [4]. АК проявляется в полях подводных звуковых, ультразвуковых и ударно-волновых излучателей [5,6].

Ко второй группе относится кавитация, возникающая из-за локального нагрева жидкости при помощи лазерного или СВЧ излучения, а также в результате диэлектрического пробоя (подводный разряд). Кавитацию можно наблюдать также в следе быстрых элементарных частиц (например, протонов) - эффект, используемый в пузырьковых камерах [7].

Общую картину образования кавитационного пузырька принято представлять в следующем виде [1-4]. В фазе разрежения в жидкости образуется разрыв в виде полости, которая заполняется насыщенным паром данной жидкости. Через стены полости в нее диффундирует растворенный в жидкости газ. В фазе сжатия под действием повышенного давления и сил поверхностного натяжения полость захлопывается, а пар конденсируется на границе раздела фаз, а газ подвергается сильному адиабатическому сжатию, в результате чего давление и температура газа могут достигать значительных величин. По различным данным температура может достигать от нескольких тысяч [4] до нескольких миллионов [8] градусов К. После схлопывания полости в окружающей жидкости распространяется сферическая ударная

волна, быстро затухающая в пространстве. Кроме того, кавитация сопровождается возникновением сонолюминисценции и звукохимическими реакциями.

В настоящее время существуют две основные группы моделей, выдвинутых для объяснения энергоемких химических и физико-химических эффектов, вызываемых кавитацией: тепловые и электрические. Электрические модели связывают упомянутые процессы с разрядом внутри кавитационного пузырька вследствие накопления на его стенках электрических зарядов.

Тепловые теории объясняют появление сонолюминисценции и звуковых химических реакций возникновением высоких температур внутри кавитационного пузырька при его адиабатическом сжатии. Основополагающее исследование в этой области – полученное Рэлеем [9], и развитое Нолтингом – Непайрасом [10] стало классическим решением задачи о росте и замыкании заполненной паром сферической полости в неограниченном объеме невязкой, несжимаемой и лишенной капиллярных свойств жидкости под действием постоянного перепада давлений.

На данный момент общепринятой моделью является тепловая (адиабатическая), так как неизвестны, какие либо экспериментальные постановки, напрямую подтверждающие модель электрического пробоя.

Выше было отмечено, что предтечей возникновения кавитационного пузырька является локальная деформация и разрыв межмолекулярных связей в структуре жидкости, что, по аналогии с твердым телом или металлами, можно идентифицировать как возникновение локальной микротрещины. Как известно, зарождению микротрещин в кристаллах (в том числе обладающих хрупкостью) всегда предшествует локальная пластическая деформация, которая развивается по дислокационному механизму. Может ли такое явление наблюдаться и в воде? Если да то, какими свойствами должна обладать вода? И при каких условиях будет проявляться это явление?

Для получения ответов на поставленные вопросы необходимо, прежде всего, установить обладает ли вода кристаллической или кристаллоподобной структурой. Для получения ответа на этот вопрос проведем следующий анализ.

Известно, что при охлаждении до 0°C и ниже вода замерзает переходя в кристаллическое состояние. При нагреве от 0°C до 100°C, вода сначала плавится, превращаясь в жидкость, а затем испаряется превращаясь в пар. Удельная теплота плавления льда равна 0,34 МДж/кг. Количество теплоты, которое нужно, чтобы нагреть 1 кг воды на 100°C, равно 0,42 МДж/кг, причем из этого количества, только около одной четверти приходится на недостающую часть теплоемкости (примерно 0,107 МДж/кг). Удельная теплота испарения воды при атмосферном давлении равна 2,3 МДж/кг, причем из этой величины примерно 0,17 МДж/кг приходится на работу, которую расширяющийся водяной пар совершает против сил атмосферного давления (на разрыв связей остается 2,13 МДж/кг). Таким образом, получается, что на разрыв всех связей тратится приблизительно 2,56 МДж/кг. Итак, по мере нагрева сначала 13% связей рвутся при таянии льда, затем 4%

связей рвутся в процессе нагрева воды от 0°C до 100°C, а оставшиеся 83% связей рвутся при испарении воды.

Если учесть, что на одну водородную связь приходится примерно 2·10⁴ Дж/моль энергии, то при испарении воды тратится столько энергии, что на каждую испарившуюся молекулу приходится примерно по 2 разорванные водородные связи. Это означает, что молекулы в жидкой воде в среднем занимают положения и ориентации, соответствующие тетраэдрической пространственной структуре типа алмаза. (Экспериментальные данные, полученные с помощью рентгеноструктурного анализа, нейтронографии и других физических методов, позволяют утверждать, что трехмерная приближенно тетраэдрическая сетка водородных связей существует и у льда, и у жидкой воды.)

Таким образом, вывод, который можно сделать на основе проведенных оценок, таков: структура воды в диапазоне температур от 0°C до 100°C более чем на 80% повторяет структуру льда. Если это так, то тогда вполне обосновано предположить, что структура воды представляет собой термодинамически уравновешенную систему, состоящую из микрокристалликов льда (кластеров), погруженных или окруженных свободными от кристаллических связей молекулами воды. При этом между кластерами и свободными молекулами происходит постоянный тепло- массообмен, т.е. некоторые свободные молекулы связываются в кластеры, а некоторые связанные с кластерами молекулы воды становятся свободными от связей. Причем все это находится в термодинамическом равновесии, которое нарушается при изменении температуры воды.

В подтверждение этих выводов, могут служить результаты, полученные в исследованиях С.В. Зенина, в которых он обосновал наличие крупных и стабильных, геометрически симметричных образований из пятидесяти семи молекул воды, представляющих собой додекаэдрические тетраэдры, построенные в соответствии с принципом равновероятного подхода к центрам связывания молекул воды. Эти “кванты” из 57-и молекул стали основой для последующего построения 16-ти квантовой макромолекулы (912 молекул воды), так что воду в принципе можно было представить в виде плотной упаковки этих квантов.

Но если вода представляет собой систему, состоящую из кристаллообразных кластеров и свободных молекул, то, что с ней происходит, когда она движется, например, по трубопроводам, или другим системам встречая на своем пути различные препятствия. Заметим, что движение или течение жидкости можно (и следует) рассматривать как реакцию-релаксацию сложной системы молекул и кластеров на внешнее возмущающее воздействие, которое приводит к изменению расположения составных частей системы друг относительно друга. В большинстве случаев течение воды можно представить как “бездеформационное” перемещение друг относительно друга кластеров, между которыми располагаются “свободные” от связей молекулы воды. Однако при определенных условиях может возникнуть такая ситуация, когда льдоподобные структуры (или

кластеры) не смогут перемещаться друг относительно друга без деформации, развиваемой по их "телу". Что тогда? Скорее всего, такая ситуация должна привести к пластическому деформированию льдоподобных структур. Причем пластическая деформация будет развиваться с "поверхности" указанных структур и по дислокационному механизму. Можно предположить, что явления, происходящие в ядре дислокации, описанные в [11,12] приведут к возникновению избыточного заряда. Тогда между атомами, образующими ядро дислокации, зарождающейся на поверхности льдоподобной структуры, возникнут силы взаимодействия, баланс которых определит размеры "внутренней полости" ядра. Равновесное значение радиуса полости ядра дислокации можно представить [11] в следующем виде:

$$r_0 = \frac{\mu \cdot b^2}{8\pi^2 \gamma \cdot (1-\nu)} + \frac{Q_\Sigma^2}{2\pi^2 \gamma \cdot \epsilon_0 \cdot a^2}, \quad (1)$$

Если предположить, что ядро дислокации, равной периоду кристаллической решетки, имеет суммарный заряд Q_Σ , который кратен элементарному заряду e , т.е., $Q_\Sigma = e \cdot n$ (где n – натуральное число, а элементарный заряд $e = 1,60219 \cdot 10^{-19}$ Кл).

Выберем из справочных таблиц [13-15] значение модуля сдвига μ , периода кристаллической решетки a , который для воды равен расстоянию между атомом кислорода и водорода, удельной поверхностной энергии γ ; коэффициент Пуассона ν и произведем оценку величины r_0 для воды. Будем считать, что вектор Бюргерса b равен периоду кристаллической решетки a , а $n=1$. Значение электрической постоянной равно $\epsilon_0 = 8,854 \cdot 10^{-12}$ Ф/м.

Результат расчета показывает, что величина равновесного радиуса полости ядра дислокации, рассчитанная по формуле (1), составляет $0,22 \cdot 10^{-6}$ м.

В теории жидкостей постулируется существование мельчайших пустот, или «дыр». Жидкое состояние рассматривается как псевдокристаллическое с большим числом дислокаций. Еще Фишер [16], Френкель [17], Ферс [18] предложили теории расчета таких «дыр», возникающих в условиях статистического равновесия в результате случайных тепловых флуктуаций. Все эти теории дают одинаковое значение диаметров «дыр» в условиях статистического равновесия порядка 10^{-6} м.

Отметим, что рассчитанная нами величина радиуса ядра дислокации хорошо согласуется с экспериментальными данными разных авторов [19].

Таким образом, причиной возникновения кавитационной каверны вполне могут служить явления и силы, возникающие между атомами ядра зарождающейся дислокации. Естественно предположить, что в момент образования такой "кавитационно-дислокационной" полости внутри нее, скорее всего, должен быть вакуум, который в дальнейшем должен уменьшаться за счет заполнения полости испарившимися с поверхности каверны молекулами пара. Проведем оценку кинетики изменения давления в "кавитационно-дислокационной" каверне.

Проведем оценку числа единичных молекул испаряющихся в расчете на единицу площади в единицу времени.

Обозначив работу, которую нужно затратить для того, чтобы вырвать поверхностную молекулу из положения равновесия и удалить ее в бесконечность, т.е. энергию испарения, через U_0 , можем определить соответствующее минимальное значение скорости V_x молекулы воды массой m в момент прохождения ее через равновесное положение

$$\frac{1}{2} m V_{x \min}^2 = U_0 \quad (2)$$

Согласно закону Максвелла, относительное число атомов, скорость которых по оси X заключена в интервале между V_x и $V_x + dV_x$,

$$f(V_x) dV_x = \sqrt{\frac{m}{2\pi \cdot kT}} \cdot e^{-\frac{mV_x^2}{2kT}} \cdot dV_x \quad (3)$$

Число атомов, проходящих за время dt через положение равновесия с направленной наружу скоростью, заключенной между V_x и $V_x + dV_x$, равно $n f(V_x) dV_x \cdot V_x \cdot dt$, где n – среднее число частиц в единице объема жидкости [10]. Все те из них, для которых $V_x \geq V_{x \min}$, не возвращаются более в положение равновесия, а улетают наружу. Следовательно, скорость испарения может быть определена из соотношения

$$G = n \int_{V_{x \min}}^{\infty} V_x f(V_x) \cdot dV_x, \quad (4)$$

Произведем замену переменных $U = mV_x^2/2$, $V_x dV_x = m^{-1} dU$.

Далее имеем:

$$G = n \sqrt{\frac{m}{2\pi \cdot kT}} \cdot \frac{1}{m} \int_{U_0}^{\infty} e^{-\frac{U}{kT}} \cdot dU = n \cdot \sqrt{\frac{kT}{2\pi \cdot m}} \cdot e^{-\frac{U_0}{kT}}. \quad (5)$$

Последующие преобразования дают следующее решение:

$$G = n \sqrt{\frac{kT}{2\pi \cdot m}} \cdot e^{-\frac{U_0}{kT}} = \frac{P_s}{\sqrt{2\pi \cdot m}} \cdot e^{-\frac{U_0}{kT}}, \quad (6)$$

где P_s – давление насыщения при данной температуре, [Па].

Поток энергии в кавитационную каверну можно рассчитать по соотношению:

$$E = G \cdot r_{ph \cdot mol}, \quad (7)$$

где $r_{ph \cdot mol}$ – молекулярная теплота фазового перехода при испарении.

Выразим энергию испарения через теплоту фазового перехода, умножив подынтегральное выражение на $mV_x^2/2$.

$$E = n \int_{V_{x \min}}^{\infty} \frac{mV_x^2}{2} \cdot V_x \cdot f(x) \cdot dV_x \quad (8)$$

После соответствующих преобразований и интегрирования получим:

$$E = n \int_{V_{x\min}}^{\infty} \frac{mV_x^2}{2} \cdot \sqrt{\frac{m}{2\pi kT}} \cdot e^{-\frac{mV_x^2}{2kT}} \cdot V_x \cdot dV_x = n \sqrt{\frac{m}{2\pi kT}} \cdot \frac{1}{m} \int_{U_0}^{\infty} U \cdot e^{-\frac{U}{kT}} dU =$$

$$= n \sqrt{\frac{m}{2\pi kT}} \cdot \frac{1}{m} \cdot \left[(-U - kT) \cdot kT \cdot e^{-\frac{U}{kT}} \right]_{U_0}^{\infty} = n \sqrt{\frac{kT}{2\pi m}} (U_0 + kT) \cdot e^{-\frac{U_0}{kT}} \quad (9)$$

С учетом (5)-(9) соотношение (7) можем преобразовать к виду

$$r_{ph\text{-}mol} = \frac{E}{G} = U_0 + kT \quad (10)$$

и учитывая, что $U_0 = \frac{mV_{x\min}^2}{2}$, получим соотношение между U_0 и $r_{ph\text{-}mol}$:

$$U_0 = r_{ph\text{-}mol} - kT \quad (11)$$

Окончательное выражение для потока молекул испаряющихся в расчете на единицу площади в единицу времени имеет вид:

$$G = \frac{P_s}{\sqrt{2\pi m k T_{ж}}} \cdot e^{-\frac{r_{ph\text{-}mol} - kT}{k \cdot T_{ж}}} \quad (12)$$

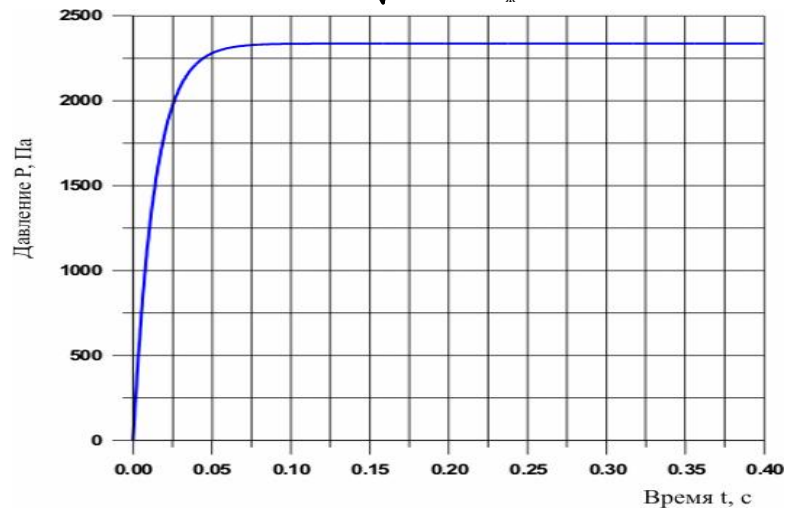


Рис. Кинетика изменения давления в кавитационном пузырьке.

При расчете использовались значения параметров, взятые из [20]: $P_s=2336,80$ Па, $T_{ж}=293$ К, $r_{ph\text{-}mol}=2453800,01$ [Дж/кг]; начальное давление газа в пузырьке принималось равным нулю. Масса молекулы воды $m = 2,988 \cdot 10^{-26}$ [кг],

Давление пара в кавитационном пузырьке можно определить из уравнения:

$$P_v = D \cdot r_0 \cdot T_v \quad (13)$$

где T_v - температура пара, К ($T_v = T_{ж}$); D - плотность пара в пузырьке.

Результаты расчетов кинетики заполнения кавитационной полости с учетом потока конденсирующихся молекул на единицу площади пузырька в единицу времени представлены на рисунке.

Анализ полученных результатов показывает, что для заполнения кавитационной каверны парами из окружающей ее жидкости до давления насыщения необходимо время $\geq 0,05$ секунды. Следовательно, при разработке технологических процессов, основанных на использовании химических реакций, возникающих при схлопывании кавитационных полостей, необходимо учитывать кинетику заполнения каверны паром.

Выводы.

1. Одной из причин образования кавитационной каверны может быть возникновение пластического сдвига в кристаллоподобной структуре воды по дислокационному механизму. Для расчета размера такой каверны можно использовать уравнение (1).
2. Для заполнения кавитационной каверны паром (или газом) до давления насыщения необходимо время не менее 10^2 с. Поэтому при разработке процессов основанных на кавитационных явлениях (например, при переработке бурых углей в синтез-газ или искусственную нефть и пр.) этот факт необходимо учитывать.

Список литературы: ¹. V. Lauterborn. Cavitation // Encyclopedia of Acoustics, Ed.: M.J. Crocker. John Wiley & Sons, Inc., 1997, pp. 263-270. ². Арзуманов З.С. Кавитация в местных гидравлических сопротивлениях. - М.: Энергия, 1978. - 303 с. ³. Флинн Г. Физика акустической кавитации в жидкостях // Физическая акустика / Под ред. У. Мезона. - М.: Мир, 1967. - Т. 1, Ч. Б. - С. 7 - 138. ⁴. Кнэпп Р., Дейли Дж., Хэммит Ф. Кавитация. - М.: Мир, 1974. - 668 с. ⁵. Л. Бергман. Ультразвук и его применение в науке и технике. М.: ИЛ, 1957. ⁶. Мощные ультразвуковые поля / Под ред. Л.Д. Розенберга. М.: Наука, 1968. ⁷. Пузырьковые камеры / Под ред. Н.Б. Делоне. М.: Госатомиздат, 1963. ⁸. Taleyarkhan, R. P. et al. Evidence for nuclear emissions during acoustic cavitations, Science 295, 1868-1873 (2002). ⁹. Rayleigh. Phyl. Mag., 1917, v. 34, s. 6, p. 94. ¹⁰. Noltink B. E., Neppiars E.A. - Proc. Phys. Soc., 1950, 63 b, 674. ¹¹. Сурду Н.В. Микромеханизм влияния сред на пластическое деформирование и разрушение металлов. Часть 1. О наличии полости вдоль оси дислокации // Вопросы проектирования и производства летательных аппаратов. - Харьков: НАКУ "ХАИ", 2000. - Вып. 23 (6). - С.116-123. ¹². Сурду Н. В. Микромеханизм влияния сред на пластическое деформирование и разрушение металлов. Часть 2. Модель микромеханизма // Вопросы проектирования и производства летательных аппаратов. - Харьков: НАКУ "ХАИ", 2001. - Вып. 24 (1). - С.139-147. ¹³. Самойлович Г. С. Гидрогазодинамика. - М.: Машиностроение, 1990. - 384 с. ¹⁴. Герцберг Г. Колебательные и вращательные спектры многоатомных молекул. И., ИЛ, 1949. ¹⁵. Кикоин И. К. Таблицы физических величин. Справочник. - М.: Атомиздат, 1976 - 36 с. ¹⁶. Fisher J. C. The Fracture of Liquids. Jr. Appl. Phys., v.19, 1948. - p.1062. ¹⁷. Френкель Я. И. Кинетическая теория жидкостей. Л.: Наука, 1945, 10 с. ¹⁸. Furth R. On the theory of Holes in Liquids. Proc. Phys. Soc. (London), 52, 768, 1940. ¹⁹. Taleyarkhan R. P. et al. - Phys. Rev., 2004, v. 69, 036109. ²⁰. Теплофизические свойства веществ. Справочник. - М.: Государственное энергетическое издательство, 1956. - 83 с.

Поступила в редколлегию 15.05.2008

СОДЕРЖАНИЕ

БЕЛИК В.Н.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЖЕСТКОСТИ УНИФИЦИРОВАННОЙ
ПЕРЕНАЛАЖИВАЕМОЙ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ ОСНАСТКИ
МЕТОДОМ ГОЛОГРАФИЧЕСКОЙ ИНТЕРФЕРОМЕТРИИ..... 3

БЕЛЯЕВА С.О., КОВАЛЬ В.А.

СОВРЕМЕННЫЕ МЕТОДЫ ПОВЫШЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ
ПАРОГАЗОВЫХ УСТАНОВОК..... 7

БРАТАН С.М., ВЛАДЕЦКАЯ Е.А.

АНАЛИЗ ВЛИЯНИЯ КОЛЕБАНИЙ, ПЕРЕДАВАЕМЫХ
ЧЕРЕЗ ФУНДАМЕНТ СТАНКА, НА КАЧЕСТВО
ПРОЦЕССА ШЛИФОВАНИЯ 13

БУДЕННЫЙ М.М.

ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЧНОСТИ ЗАКРЕПЛЕНИЯ РАБОЧИХ
ЭЛЕМЕНТОВ ОБРАТИМЫХ ШТАМПОВ С ПРИМЕНЕНИЕМ
ПЛАСТМАССОВОЙ КОМПОЗИЦИИ НА ОСНОВЕ АСТ-Т..... 23

ВОРОБЬЕВ Ю.С., ДЬЯКОНЕНКО К.Ю., КУЛИШОВ С.Б., СКРИЦКИЙ А.Н.

АНАЛИЗ ЛОКАЛИЗАЦИИ НАПРЯЖЕНИЙ
ПРИ КОЛЕБАНИЯХ РАБОЧИХ КОЛЕС И ОХЛАЖДАЕМЫХ
ЛОПАТОК ГТД 29

ГЕВОРКЯН Э.С., ГУЦАЛЕНКО Ю.Г.

НЕКОТОРЫЕ ЗАКОНОМЕРНОСТИ ГОРЯЧЕГО ПРЕССОВАНИЯ
НАНОПОРОШКОВ МОНОКАРБИДА ВОЛЬФРАМА..... 44

ЗАЛОГА В.А., ДЯДЮРА К.А., НАГОРНЫЙ В.В.

УПРАВЛЕНИЕ ПРОЦЕССОМ РЕЗАНИЯ МЕТАЛЛОВ
НА ОСНОВЕ ИНФОРМАЦИИ, ПОЛУЧАЕМОЙ МЕТОДАМИ
ТЕХНИЧЕСКОЙ ДИАГНОСТИКИ..... 49

ОСТАПЧУК В.Н., МОВШОВИЧ А.Я., ГОРЕЛИК Б.В.

К ВОПРОСУ ВЛИЯНИЯ ИОННОЙ БОМБАРДИРОВКИ НА
МЕХАНИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА СТАЛИ..... 56

КАЛЬЧЕНКО В.И., КАЛЬЧЕНКО В.В., КОЛОГОЙДА А.В.

МОДУЛЬНОЕ 3D МОДЕЛИРОВАНИЕ БЕСЦЕНТРОВОГО
ВРЕЗНОГО ШЛИФОВАНИЯ 60

КОВАЛЬ В.А., ТАРЕЛИН А.А.

О ВЫБОРЕ ТЕРМОДИНАМИЧЕСКОЙ СХЕМЫ ГАЗОТУРБИННОЙ
УСТАНОВКИ ПРОМЫШЛЕННОГО НАЗНАЧЕНИЯ 72

КУЗНЕЦОВ В.В., СОЛОМОНЮК Д.Н.

ПРОЕКТИРОВАНИЕ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ ДЛЯ ГТУ
СЛОЖНЫХ ЦИКЛОВ..... 78

КУЧЕРЕНКО О.С., МОВЧАН С.Н., ФИЛОНЕНКО А.А., КУЗНЕЦОВ В.В., ШЕВЦОВ А.П.

ПЕРСПЕКТИВЫ СОЗДАНИЯ И ПРИМЕНЕНИЯ ВОЗДУШНЫХ
ТУРБИННЫХ ТЕПЛОУТИЛИЗИРУЮЩИХ УСТАНОВОК 89

ЛАВРИНЕНКО В.І., СИТНИК Б.В., ПОЛТОРАЦЬКИЙ В.Г., ДЄВИЦЬКИЙ О.А., ПАСІЧНИЙ О.О., ЛЄЩУК І.В., СОЛОД В.Ю., МАНАЄНКОВ В.С.

ОСОБЛИВОСТІ ФОРМУВАННЯ ОПОРНОЇ
ПОВЕРХНІ МІКРОНЕРІВНОСТЕЙ ПРИ ШЛІФУВАННІ
ШВИДКОРІЗАЛЬНОЇ СТАЛІ КРУГАМИ ІЗ КОМПАКТИВ КНБ 4-97

РИЖИХ В.М., ШВАДЧЕНКО В.О., КОРНІЄНКО О.В., ЮРЧЕНКО О.М.

УПРАВЛІННЯ ПРОЦЕСАМИ НА ЄВРОПЕЙСЬКОМУ ВЕКТОРІ .. 6-101

СМОЛОВИК Р.Ф., ЄВСЮКОВА О.В.

ІННОВАЦІЙНІ СТРАТЕГІЇ ГАЛУЗЕВИХ НАПРЯМКІВ
РОЗВИТКУ В СУЧАСНИХ УМОВАХ..... 6-107

СПИЦЫН В.Е., ФИЛОНЕНКО А.А., ДАШЕВСКИЙ Ю.Я., ПИСЬМЕННЫЙ Д.Н.

СИСТЕМА ОХЛАЖДЕНИЯ ПЕРСПЕКТИВНОГО
ДВИГАТЕЛЯ ГТД-45/60 6-113

СУРДУ Н.В., ТАРЕЛИН А.А., КОВАЛЕВ А.С., СЛОНЕВСКАЯ А.В., СИВЕРНЮК В.В.

О ПРИРОДЕ КАВИТАЦИОННЫХ ЯВЛЕНИЙ В ПРОЦЕССАХ
ПОЛУЧЕНИЯ СИНТЕТИЧЕСКОГО ТОПЛИВА..... 7-119

НАУКОВЕ ВИДАННЯ

ВІСНИК НАЦІОНАЛЬНОГО ТЕХНІЧНОГО УНІВЕРСИТЕТУ «ХП»

Збірник наукових праць

Тематичний випуск

Технології в машинобудуванні

Випуск № 35

Науковий редактор д-р техн. наук Тимофієв Ю.В.

Технічний редактор канд. техн. наук Фролов В.В.

Відповідальний за випуск канд. техн. наук Луньова В.М.

Обл. вид. № 143-08

Підп. до друку 12.08.2008 р. Формат 60×84 1/16 .

Папір Сору Рарег. Друк - ризографія. Гарнитура Таймс. Умов. друк. арк. 9,0.

Облік. вид. арк 10,0. Наклад 300 прим. 1-й завод 1-100. Зам. №

Ціна договірна.

Видавничий центр НТУ «ХП».

Свідоцтво про державну реєстрацію ДК № 116 від 10.07.2000

61002, м. Харків, вул. Фрунзе, 21
