

*На правах рукописи*

**Динь Тьен Зунг**

**ВЛИЯНИЕ ВПРЫСКА ВОДЫ В КОМПРЕССОР НА ХАРАКТЕРИСТИКИ  
ГАЗОТУРБИННЫХ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ УСТАНОВОК**

Специальность: 01.04.14. – Теплофизика и теоретическая теплотехника

**АВТОРЕФЕРАТ**

**диссертации на соискание ученой степени кандидата технических наук**

Москва - 2013

Работа выполнена в Московском авиационном институте (национальном исследовательском университете) (МАИ)

Научный руководитель: доктор технических наук, профессор Агульник Алексей Борисович

Официальные оппоненты:

Горюнов Иван Михайлович – доктор технических наук, старший научный сотрудник, Уфимский государственный авиационный технический университет, профессор кафедры авиационных двигателей.

Попов Сергей Александрович – кандидат физико-математических наук, доцент, Московский авиационный институт (национальный исследовательский университет), доцент кафедры «Аэродинамика летательных аппаратов».

Ведущая организация: ОКБ им. А. Люльки Открытого акционерного общества «Уфимское моторостроительное производственное объединение»

Защита состоится «21» октября 2013 года в 15.00 часов на заседании диссертационного совета Д 212.125.08, созданного на базе Московского авиационного института (национального исследовательского университета) по адресу: 125993, г. Москва, А-80, ГСП-3, Волоколамское шоссе, д. 4.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке Московского авиационного института (национального исследовательского университета).

Автореферат разослан «  » сентября 2013 г.

Ученый секретарь диссертационного совета Д 212.125.08

доктор технических наук, профессор



Ю.В.Зуев

## ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

**Актуальность работы:** В настоящее время газотурбинные установки (ГТУ) находят все большее применение в энергетике. Перспективным направлением развития газотурбинной энергетики является использование конверсионных авиадвигателей. Это направление имеет как достоинства, так и недостатки. К достоинствам следует отнести высокий уровень совершенства авиационных газотурбинных двигателей (ГТД), их малую массу и размеры, высокий уровень автономности, что делает их очень перспективными в классе мощности от нескольких мегаватт до 25...30Мвт. Быстро возводимая модульная конструкция газотурбинных электростанций делает их незаменимыми в чрезвычайных ситуациях. Однако наиболее очевидным их недостатком является достаточно невысокий уровень КПД - 0,25...0,36. В связи с этим актуальны вопросы повышения их мощности и термической эффективности. Одним из эффективнейших способов является впрыск воды в компрессор ГТУ. Положительное воздействие впрыска складывается из испарительного охлаждения воздуха в процессе сжатия и снижению выбросов окислов азота.

Многочисленные экспериментальные исследования ряда авторов (Беркович А.Л., Немировский В.И., Розеноер Е.Б., Арсеньев Л.В., Беляев В.Е., Середя С.О., Гельмедов Ф.Ш., Мунтянов И.Г., Мунтянов Г.Л., Слободянюк Л.И., Johnson L., Thomson P., McNeely M., фирма Hitachi (Япония) и др.) подтвердили эффективность применения впрыска воды в компрессор. Для расчетных оценок процессов сжатия воздуха в компрессоре при впрыске воды и изменения его характеристик необходимо разработать программу расчета «влажного» сжатия в многоступенчатом компрессоре с учетом всех основных определяющих теплофизических и газодинамических процессов, что позволит проводить сравнительный расчетно-теоретический анализ различных конверсионных схем ГТУ по газопаровым циклам (с различными вариантами подачи воды и/или пара в контур энергоустановки) и оптимизацию по величинам КПД и удельной мощности для конкретной выбранной схемы ГТУ.

**Цель работы и задачи исследований:** Целью работы является

математическое моделирование процесса «влажного» сжатия в компрессоре ГТУ, проведение расчетного исследования ГТУ по разработанным математическим моделям и предложения по схемам и параметрам перспективных ГТУ.

Для достижения поставленной цели были решены следующие задачи:

- Разработана математическая модель поведения капель в межлопаточном канале.
- Разработана методика расчета теплофизических процессов в тракте рабочего колеса и направляющего аппарата.
- Разработана методика расчета газодинамических параметров при течении паровоздушной смеси.
- Проведено расчетное исследование параметров ГТУ с «влажным» сжатием и сравнение полученных расчетных данных с ГТУ по «простой» схеме.

**Научная новизна:** Разработаны математические модели, позволяющие рассчитывать параметры компрессора при впрыске воды. Это позволяет проводить расчетные оценки эффективности работающих по парогазовому циклу ГТУ.

**Практическая ценность:** по разработанной методике проведены расчетные исследования ГТУ, созданной на основе авиационного двигателя ГТД-350, с «влажным» сжатием и «влажной» регенерацией. Полученные результаты подтверждают эффективность применения впрыска воды в компрессор.

**Достоверность и обоснованность работы** подтверждаются:

- Сравнением выполненных расчетных исследований с экспериментальными данными.
- Корректным использованием фундаментальных положений теории рабочих процессов газотурбинных двигателей, теории лопаточных машин, теоретической теплофизики.
- Использованием признанных научных положений, апробированных

методов и средств исследования, применением математического аппарата, отвечающего современному уровню.

**Личный вклад автора:** Основные результаты получены лично автором под научным руководством проф., д.т.н. Агульника А.Б.

**На защиту выносятся следующие положения:**

- Физическая и математическая модели процесса сжатия в компрессоре газотурбинной установки при впрыске воды на входе в компрессор.
- Расчетные характеристики газотурбинной установки, создаваемой на базе авиационного двигателя ГТД-350, работающей по газопаровому циклу с применением впрыска воды и пароводяной регенерации тепла.

**Апробация работы:** Основные результаты диссертационной работы докладывались на заседании кафедры 201 «Теория воздушно-реактивных двигателей» МАИ, на 11-ой Международной конференции «Авиация и космонавтика-2012» (13-15 ноября 2012 г. Москва, МАИ), на Московской молодежной научно-практической конференции «Инновации в авиации и космонавтике – 2013» (16-18 апреля 2013 г. Москва, МАИ).

**Публикации:** По теме диссертации опубликовано 4 печатной работы, в том числе 2 статьи в журналах, рекомендованных ВАК для публикации основных научных результатов диссертации на соискание учебной степени кандидата наук.

**Рекомендации по использованию результатов исследования:** Разработанная математическая модель и созданный на ее основе комплекс программ рекомендуется к применению на предприятиях, разрабатывающих газотурбинные энергетические установки (ММПП «Салют», ММП им. В.В.Чернышева, УМПО и др.), а также может найти применение в учебном процессе в энергетических и авиационных ВУЗах.

**Структура и объем работы:** Диссертация состоит из Введения, 4-ех глав, Заключения, списка литературы и приложения общим объемом 100 страниц.

## ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

**Во введении** обоснована актуальность диссертационной работы, сформулированы цель и задачи исследования, обоснован план работ, аргументирована новизна исследований, показана практическая значимость полученных результатов, представлены выносимые на защиту научные положения.

**В первой главе** проведен обзор экспериментальных работ, проводившихся как российскими так и зарубежными исследователями, по применению впрыска воды в компрессор и его проточную часть (Беркович А.Л., Немировский В.И., Розеноер Е.Б., Арсеньев Л.В, Беляев В.Е., Серeda С.О., Гельмедов Ф.Ш., Мунтянов И.Г., Мунтянов Г.Л., Слободянюк Л.И., Johnson L., Thomson P., McNeely M. (США), фирма Hitachi (Японии), и др.)

Имеющиеся экспериментальные исследования подтвердили эффективность применения впрыска воды в компрессор. Однако для проведения сравнительного расчетно-теоретического анализа различных конверсионных схем ГТУ по газопаровым циклам (с различными вариантами подачи воды и/или пара в контур энергоустановки) и оптимизации по величинам КПД и удельной мощности для конкретной выбранной схемы ГТУ, необходимо разработать математическую модель и программу расчета «влажного» сжатия в многоступенчатом осевом компрессоре с учетом всех основных определяющих теплофизических и газодинамических процессов, влияющих на поведение влажной фазы – ее диспергацию, образование и движение пленок на рабочих и направляющих лопатках, их испарение и влияние на параметры воздуха, газодинамику компрессора и процессы сжатия.

**Вторая глава** посвящена разработке математической модели процесса «влажного» сжатия. В ней представлена общая картина процессов и основные уравнения термодинамических параметров.

В малогабаритных компрессорах достаточно крупные капли, которые впрыскиваются на вход в компрессор, захватываются вращающимися лопатками

первой ступени. Далее формирование размеров капель, их движение и испарение определяются уже не качеством распыла перед компрессором, а процессами срыва и отражения капель с поверхности лопаток ступеней.

В первых ступенях траектории капель существенно отличаются от линий тока воздуха. В последующих ступенях размеры капель и степень сепарации их на лопатки уменьшаются, вектор скорости капель по направлению и величине приближается к вектору скорости потока воздуха.

Пленка воды на поверхности лопаток малогабаритных компрессоров на первых ступенях движется устойчиво, без образования сухих участков. При этом толщина ее составляет до 15 мкм, а средняя расходная скорость несколько метров в секунду. Далее из-за уменьшения сепарации капель и их испарения, движение воды по поверхности лопаток происходит в виде пленки с образованием сухих участков.

При нормальных частотах вращения сепарация воды на корпус незначительна. Смещение капель по радиусу под действием центробежных сил оказывается относительно мало, смещение же пленки воды на поверхности лопаток РК к корпусу компрессора также невелико вследствие больших касательных напряжений между потоком воздуха и поверхностью пленки. Эти напряжения заставляют пленку двигаться в основном в осевом направлении и существенно уменьшают ее толщину, тем самым одновременно снижая воздействие центробежных сил. С понижением частоты вращения уменьшаются касательные напряжения и количество срывающейся с пленки воды, в результате чего возрастает ее толщина и, соответственно, степень сепарации влаги на корпус.

Принята физическая модель процесса при вводе воды на вход компрессора в виде крупных капель диаметром в десятки мкм и более – так называемый макрокапельный ввод. При этом капли полностью захватываются лопатками и движутся по ним в виде пленки, затем при сходе пленки с кромок лопаток происходит полное дробление влаги скоростным потоком в виде монодисперсной капельной фракции (капли одного диаметра). Таким образом, весь расход жидкости существует либо в капельном виде, либо пленочном. Испаряются как капли, так и пленка последовательно. Потери энергии потока складываются из потерь на разгон

капель в межлопаточных каналах, на движение пленки вместе с лопатками РК, и на дробление капель. На лопатках НА процессы аналогичны.

Термодинамические параметры в  $i$ -ой ступени компрессора при испарении влаги будут выражаться зависимостями, учитывающими гидравлический КПД  $\eta_{wi}$  и отвод тепла от газообразного рабочего тела на фазовый переход при испарении жидкости  $\Delta i$ . Предполагается, что потери трения газового потока в тракте при вводе малого расхода жидкости практически не изменяются по сравнению с чисто воздушными значениями  $\eta_{ki}$ .

Параметры торможения ступени (температура и давление газа соответственно) равны  $T_3^* = T_1^* + \frac{H_{zi} \cdot \eta_{wi} - \Delta i}{c_{pgi}}$ ,  $p_3^* = p_1^* \cdot \left( \frac{(H_{zi} \cdot \eta_{wi} - \Delta i) \cdot \eta_{ki}}{c_{pgi} \cdot T_1^*} + 1 \right)^{\frac{k_g}{k_g - 1}}$ .

Изменение энтальпии газа за счет фазового перехода испарившейся жидкости можно оценить  $\Delta i = \Delta X_i \cdot (c_l \cdot (T_l^* - T_l) + r + c_v \cdot (T_{gi} - T_l))$ , при этом первый и третий члены в скобках пренебрежимо малы по сравнению со вторым.

Здесь  $\Delta X_i$  – изменение паросодержания воздуха,

$c_l$  – удельная теплоемкость жидкости,

$c_v$  – удельная теплоемкость пара,

$T_l^*$  – начальная температура жидкости,

$T_l$  – равновесная температура поверхности жидкости,

$T_{gi}$  – температура рабочего тела,

$r$  – теплота испарения.

При оценке КПД сухого сжатия  $\eta_{ki}$  наиболее значимыми потерями являются: профильные потери в решетках (потери от трения в погранслое лопатки и вихревые в закромочном вихревом слое), концевые потери, вторичные потери (вызванные поперечным перетеканием воздуха в межлопаточном канале из-за разности давлений на вогнутой и выпуклой сторонах профиля и приводящими к образованию "парного вихря"), потери от перетечек (из-за радиального зазора в осевом направлении навстречу потока, из-за осевого градиента давлений в компрессоре и из-за перетекания со стороны высокого давления у лопатки на сторону низкого).



При оценке гидравлического КПД  $\eta_{wi}$  учитываются потери энергии потока на разгон капель, срывающихся с лопаток, на разгон присоединенной пленки вращающейся лопаткой и на дробление капель потоком.

В работах, выполненных в ОИВТ РАН, отмечается, что наличие воды в пограничном слое вызывает увеличение касательных напряжений на поверхностях проточной части компрессора. Но поскольку пленки достаточно тонкие и поэтому устойчивы, а на рабочих лопатках еще и из-за высоких центробежных усилий, действующих на пленку, поэтому в первом приближении влиянием влаги на потери от трения в погранслое можно пренебречь.

Местные распределения скоростей и концентрации частиц при обтекании тел потоком с взвешенными мелкими частицами (каплями) диаметром в микрон при сравнительно небольших массовых концентрациях (<30 %) позволяют использовать результаты аэродинамических исследований на чистом газовом потоке.

Все это позволяет принять, в первом приближении, справедливость независимого влияния чисто газовых и гидравлических воздействий и использованного указанного выше подхода к оценке КПД.

Газообразное рабочее тело считается идеальной смесью сухого воздуха и пара с массовыми концентрациями пара  $g_v = \frac{X_i}{1 + X_i}$  и воздуха  $g_a = 1 - g_v$ , поэтому можно использовать формулы для идеальной смеси газов:

$$\text{Удельная теплоемкость газа } c_{pg} = c_{pv} \cdot g_v + c_{pa} \cdot g_a.$$

$$\text{Газовая постоянная } R_g = R_v \cdot g_v + R_a \cdot g_a = 461,5 \cdot g_v + 287,3 \cdot g_a.$$

$$\text{Коэффициент теплопроводности } \lambda_g = \lambda_v \cdot g_v + \lambda_a \cdot g_a.$$

$$\text{Коэффициент динамический вязкости } \mu_g = \frac{1}{\frac{g_v}{\mu_v} + \frac{g_a}{\mu_a}}.$$

Потери удельной работы на разгон капель в межлопаточных каналах при начальной нулевой скорости капли рассчитывается для РК и НА соответственно по формулам:

$$H_{dPK} = \frac{G_{IPK}}{G_{gPK}} \cdot \frac{(w_1 \cdot K_{dw})^2}{2}, \quad H_{dHA} = \frac{G_{IHA}}{G_{gHA}} \cdot \frac{(c_2 \cdot K_{dc})^2}{2},$$

здесь  $G_{lPK,HA}$  – расход жидкости в соответствующем канале,  
 $G_{gPK,HA}$  – расход газа в соответствующем канале,  
 $K_{dw,c}$  – коэффициент скорости капли в соответствующем канале, равный отношению скорости капли в конце канала к скорости газа,  
 $w_l$  – относительная скорость газа в сечении на входе в рабочее колесо,  
 $c_2$  – абсолютная скорость газа в сечении на входе в направляющий аппарат.

$$\text{Потери энергии на движение пленки вместе с лопаткой } H_f = \frac{G_{fPK}}{G_{gPK}} \cdot \frac{(u - c_{lu})^2}{2},$$

здесь  $c_{lu}$  – окружная составляющая абсолютной скорости капель, равная той же составляющей скорости потока.

С учетом испарения жидкости в соответствующем канале и влагосодержании потока потери удельной работы составят:

$$H_{aPK} = \frac{G_{l1} - G_a \cdot (X_2 - X_1) \cdot 0,5 \cdot (w_l \cdot K_{dw})^2}{G_a \cdot (1 + X_1)}, \quad H_{dHA} = \frac{G_{l1} - G_a \cdot (X_3 - X_1) \cdot 1,5 \cdot (c_2 \cdot K_{dc})^2}{G_a \cdot (1 + X_2)},$$

$$H_f = \frac{G_{l1} - G_a \cdot (X_2 - X_1) \cdot (u - c_{lu})^2}{G_a \cdot (1 + X_1)},$$

Потери энергии потока на дробление капель в каналах РК учитываются выражением  $H_{br} = \frac{\pi \cdot a^2 \cdot N_{a1,2} \sigma}{G_a \cdot (1 + X_{1,2})}$ ,

где  $a$  – диаметр капли,  $N_a$  – расход капель,  $\sigma$  – коэффициент поверхностного натяжения воды,  $G_a$  – расход воздуха.

Каналы НА рассчитываются аналогично.

Гидравлические потери удельной работы ступени, возникающие при движении капель в трактах ступени, определяются формулой

$$\eta_{wi} = 1 - \frac{\sum (H_d + H_f + H_{br})_{PK,HA}}{H_{zi}}$$

Для математического описания процесса «влажного» сжатия необходимо создать следующие модели:

- Движения капель в межлопаточном канале

- Движения пленки на лопатках рабочего колеса, направляющего аппарата и на корпусе компрессора
- Дробления жидкой пленки скоростным потоком
- Испарения капель и пленки

Капля, образовавшаяся на кромке лопатки с начальной нулевой скоростью, подвергается действию потока воздуха, имеющего две основные составляющие вектора скорости: вдоль лопатки и в окружном направлении. Капля в виде сферического недеформируемого невращающегося неиспаряющегося тела движется под действием аэродинамической силы сопротивления в плоской системе координат. Направление оси  $x$  поперек канала по вращению, оси  $y$  – вдоль канала по ходу потока.

Движение одиночной частицы в газовом потоке может быть описано уравнением Мещерского: 
$$m \frac{dv}{d\tau} = \sum_{i=1}^k P_i + (w_p - v) \frac{dm}{d\tau}.$$

Это выражение учитывает переменность массы частицы  $m$ , движущейся со скоростью  $v$ , суммарное воздействие всех сил  $P_i$  и реакцию масс, отбрасываемых от частицы со скоростью  $P_i$ . Ускорение частицы  $\frac{dv}{d\tau}$  должно включать в себя переносное, относительное и кориолисово ускорение, что резко усложняет расчеты в условиях достаточно интенсивного теплообмена частицы с потоком. В ряде задач в первом приближении можно пренебречь изменением массы частицы. Тогда

$$m \frac{dv}{d\tau} = \sum_{i=1}^k P_i.$$

Совокупность сил, действующих на частицу, движущуюся в потоке, также может быть ограничена главными силами: лобового сопротивления частицы потоку, весом, силой Магнуса — Жуковского и архимедовой силой. Сила лобового аэродинамического сопротивления может быть представлена в виде:

$$P_c = \frac{1}{2} c F d_g (w - v) |w - v|, \text{ а вес с поправкой на архимедову силу } P_e = g(m - m_r),$$

где  $m$  и  $m_r$  — масса частицы и вытесненного ею газа.

Для шаровой частицы коэффициент сопротивления -  $c = \frac{A}{\text{Re}^n}$

Зависимость  $c=f(\text{Re})$  определяется по формуле, предложенной Вырубовым:

$C = \frac{14}{\sqrt{\text{Re}_d}}$ , где число Рейнольдса капли равно  $\text{Re}_d = \frac{|v-w| \cdot a}{\nu_g}$ ,  $a$  – диаметр капли.

По литературным данным среднее отклонение результатов расчета по указанной формуле от экспериментальных составляет не более 5 %.

Будем рассматривать плоскую картину движения. Тогда, пренебрегая поправкой на силу Архимеда, что возможно при большом различии плотностей частицы и газа, представим уравнение движения в двухмерной системе координат:

$$m \cdot \frac{dv_x}{dt} = 0,5 \cdot c \cdot F \cdot d_g \cdot (w_x - v_x) \cdot \sqrt{(w_x - v_x)^2 + (w_y - v_y)^2},$$

$$m \cdot \frac{dv_y}{dt} = 0,5 \cdot c \cdot F \cdot d_g \cdot (w_y - v_y) \cdot \sqrt{(w_x - v_x)^2 + (w_y - v_y)^2} + mg,$$

здесь  $w_{x,y}$  – составляющие скорости потока,  $v_{x,y}$  – составляющие скорости тела.

В общем случае при известном поле скоростей потока система уравнений движения капли может быть решена численно.

Время движения капли поперек канала шириной  $x_k$ , при воздействии на неподвижную в начале движения каплю потока, имеющего скорость равную окружающей  $u$ :

$$t_k = \frac{x_k}{u} \cdot \left( \sqrt{\left( \frac{\sqrt{u}}{A \cdot x_k} - \frac{1}{2} \right)^2} + \frac{\sqrt{u}}{A \cdot x_k} - \left( \frac{\sqrt{u}}{A \cdot x_k} - \frac{1}{2} \right) \right)$$

За это время капля продвинется вдоль канала под действием потока со скоростью  $w$  на расстоянии  $y_k$  и будет обладать в конце канала скоростью  $v_{ky}$

$$y_k = w \cdot t_k - \frac{\sqrt{w}}{A} \cdot \left( 1 - \sqrt{1 - K_w} \right), \quad v_{ky} = w \cdot \left( 1 - \frac{1}{\left( t_k \cdot A \cdot \sqrt{w} + 1 \right)^2} \right),$$

здесь  $K_w = \frac{v_{ky}}{w}$ ,  $A = 10,5 \cdot n \cdot \frac{\sqrt{d_g \mu_g}}{1,5 d_g a}$

Движение пленки воды на рабочей лопатке компрессора определяется воздействием центробежного ускорения и сил вязкостного трения жидкости о

поверхность лопатки. Уравнение движения ламинарной пленки в координатах  $x, y$  ( $x$  - радиально вдоль лопатки,  $y$  - поперек пленки):  $\mu d^2w/dy^2 + dj = 0$ , с граничными условиями  $w = 0, y = 0, dw/dy = 0, y = \delta$

Здесь  $j$  - центробежное ускорение,  $m/c^2$ .

Интегрированием по толщине пленки  $\delta$  можно получить выражение для среднemasсовой скорости  $w = jd_f\delta^2/3\mu$ .

При сходе пленки с лопатки образуется цилиндрический мениск с диаметром, равным толщине пленки и периметром, равным практически удвоенной ширине лопатки. Из равенства капиллярных сил силе динамического давления движущейся со среднemasсовой скоростью пленки следует:  $w^2 = 4\sigma/d_f\delta$ ,

тогда толщина пленки  $\delta = (36\sigma\mu^2/d_f^3j^2)^{0,2}$ .

Водяная пленка на поверхности корпуса компрессора, образующаяся при разбрызгивании воды лопатками РК и сносе этих капель потоком газа в осевом направлении, подвергается воздействию скоростного потока вдоль оси при одновременном действии градиента статического давления, в общем случае, обратного направления.

Вязкостное течение пленки с учетом продольного градиента давления описывается уравнением одномерного движения:  $\mu_l d^2u_x/dy^2 - dp/dx = 0$ ,

здесь ось  $x$  направлена вдоль потока, ось  $y$  – поперек пленки;

$u_x$  – осевая составляющая скорости пленки;

$\mu_l$  – коэффициент динамической вязкости воды.

Граничными условиями служат условие прилипания жидкости к поверхности корпуса и воздействие на поверхность пленки толщиной  $\delta$  постоянного напряжения трения со стороны воздушного потока  $\tau_w$ :  $y = 0, u_x = 0, x = \delta, \mu_l dc_x/dy = \tau_w$ ,

где  $\tau_w = \xi d_f w_g^2/2$ ,

$\xi$  – коэффициент трения газа о поверхность пленки  $\xi = 0,072 / Re_x^{0,2}$ ;

$w_g$  - относительная скорость газа.

С целью упрощения принимается постоянство величины градиента давления на некотором участке  $dp/dx = A$

Интегрированием уравнения движения получается зависимость скорости пленки от поперечной координаты  $u_x = Ay^2/2\mu_l + (\tau_w - A\delta)y/\mu_l$ , тогда среднemasсовая скорость пленки  $u_{xm} = (3\tau_w - 2A\delta) \delta / 6\mu_l$ .

Выражение в скобках показывает, что если усилие от напряжения трения воздушного потока превышает усилие от перепада давления, то пленка движется в направлении потока воздуха. Если перепад давления в компрессоре значителен, то пленка может двигаться в обратном направлении. При равенстве воздействий пленка на корпусе компрессора будет иметь определенную толщину и быть в среднем неподвижной и устойчивой. Ее толщина будет равна  $\delta_{stab} = 3\tau_w/2A$ .

Избыток расхода воды, вносимый каплями в пленку, увеличивает ее толщину по сравнению с устойчивой, срывается и уносится потоком. Параметры пленки на лопатках НА аналогичны параметрам пленки на корпусе. Отличие заключается в присутствии кромочного распыла этой пленки при стекании с лопаток, в то время как на корпусе пленка неразрывна по всей длине компрессора и подвергается лишь поверхностному воздействию скоростного потока.

Стекание жидкой пленки с выходной кромки лопатки обтекаемой скоростным потоком газа сопровождается дроблением пленки на капли. С помощью ряда известных экспериментальных методов по крупности распыления центробежными форсунками, можно разработать модель дробления жидкой пленки скоростным потоком. Применяя «П-теорему» теории подобия получим  $\frac{a}{l_f} = F_1\left(\frac{\nu l_f d_g}{\mu_g}; \frac{l_f d_g \sigma}{\mu_g^2}; \frac{\mu_g}{\mu_l}; \frac{d_g}{d_l}\right)$ .

В правой части первый комплекс есть число Re для пленки жидкости. Вторым комплекс представляет собой отношение вида  $\frac{l_f d_g \sigma}{\mu_g^2} = \left(\frac{\nu l_f d_g}{\mu_g}\right)^2 \cdot \frac{d_g \nu^2 l_f}{\sigma}$ , часто называемое критерием Онезорге. Этот критерий получается как отношение квадрата числа Рейнольдса к критерию Вебера. Для уменьшения числа независимых параметров, введем некоторые упрощающие предположения. Будем считать, что влияние изменения критерия  $\frac{\mu_g}{\mu_l}$  и отношения плотностей жидкости и газа

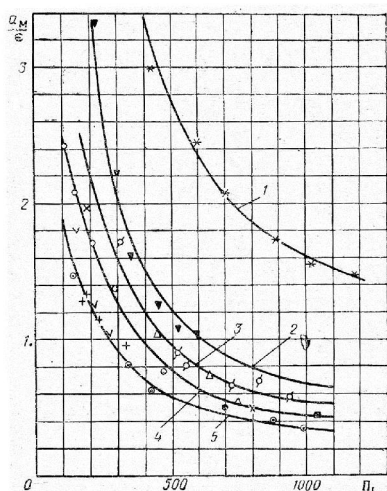
$\left(\frac{d_g}{d_l} \sim const\right)$  тоже малое. Тогда  $\frac{a}{l_f} = F\left(\frac{\nu l_f d_g}{\mu_g}; \frac{l_f d_g \sigma}{\mu_g^2}\right)$ .

Для определения вида функциональной зависимости  $F$  можно использовать данные эксперимента по распыливанию, обработанные в соответствующих критериях в работе Раушенбаха Б.В., Прудникова А.Г. и др. (рис.1). Здесь критерий

$\Pi_1 = \frac{v l_f d_g}{\mu_g}$  принят за аргумент, а каждая кривая отвечает определенному значению

$\Pi_2 = \frac{l_f d_g \sigma}{\mu_g^2}$ , равному средней величине на данном интервале изменения (значения

пределов изменения этого параметра указаны на графиках).



Жидкость	Вода	Керосин	Бензин
$\pi_2$	✱ 78 300 ▼ 40 500 ◇ 29 700 ○ 19 400	△ 22 800 ● 21 700 × 21 600 ■ 20 700 √ 7 130	⊙ 8140 + 5140

Рис.1. Связь между безразмерными параметрами для процесса распыливания жидкости центробежными форсунками (Раушенбах Б.В. и др)

Эти зависимости хорошо аппроксимируются функцией

$$\frac{a_m}{l_f} = (135 + 3,67 \cdot 10^{-3} \Pi_2) \cdot \Pi_1^{-0,9}.$$

В результате получена следующая зависимость медианного диаметра капли, полученной дроблением обтекающим пленку потоком:

$$a_{мед} = l_f \cdot \left( 135 + 3,67 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{Re^2}{We} \right) \cdot Re^{-0,9},$$

здесь число Рейнольдса пленки по толщине и скорости потока газа  $Re = \frac{w \cdot l_f \cdot d_g}{\mu_g}$ ,

число Вебера пленки по толщине и скорости лопаток газа  $We = \frac{w^2 \cdot l_f \cdot d_g}{\sigma}$ ,

Далее рассматривается процесс испарения капель и пленки. В силу принятой модели движения жидкости в межлопаточном канале ступени весь расход жидкости имеет капельную форму, затем пленочную.

Экспериментальные данные по теплообмену капли при слабой интенсивности оттока пара выражаются зависимостью Маршала-Ренца :

$$Nu_d = 2 + 0.6 \cdot \sqrt[3]{Pr} \cdot \sqrt{Re_d} \cdot K_T \text{ для } Re=10 - 500.$$

Здесь  $K_T$  - экспериментальная поправка на увеличенный уровень турбулизации потока.

Изменение диаметра капли с  $a_i$  до  $a_{i+1}$  за время  $t$  из-за испарения описывается формулой Срезневского:  $a_{i+1}^2 = a_i^2 - \Theta \cdot t$ ,

$$\text{где } \Theta = \frac{8 \cdot \lambda_g \cdot (T_g - T_d) \cdot K_\theta}{d_l \cdot (r + c_l \cdot (T_d - T_{d0}))} \quad - \text{ коэффициент испарения,}$$

$$K_\theta = 1 + 0.3 \cdot \sqrt[3]{Pr} \cdot \sqrt{Re} \cdot K_T \quad - \text{ коэффициент интенсификации теплообмена,}$$

$c_l$  - удельная теплоемкость жидкости,

$T_d$  - равновесная температура поверхности жидкости,

$T_{d0}$  - начальная температура жидкости.

При испарении капли воды в паровоздушной смеси отток пара от капли тормозит подвод тепла к ней, в этом случае процессы диффузии и теплообмена взаимно связаны. При равенстве тепловых потоков подводимых к капле от газа и отводимых диффузией наступает тепловое равновесие между каплей и средой. Равновесная температура поверхности капли будет практически постоянной до полного ее испарения (температура мокрого термометра).

Теплообмен с тонкой пленкой как с плоской пластиной проведен по зависимости для турбулентного пограничного слоя. Справедливость такого приближения подтверждается продувками сопловых лопаток в аэродинамической ударной трубе для широкого диапазона чисел Рейнольдса ( $10^4$ - $10^7$ ). Для рассмотренных режимов компрессора числа Рейнольдса по длине лопатки составили  $(2-3) \cdot 10^5$ . Для этих чисел закономерности теплообмена как на стороне давления лопатки (корытце), так и на стороне разряжения (спинке) достаточно хорошо описываются формулой для плоской пластины с турбулентным потоком.

Среднее число Нуссельта для пленки по формуле плоской пластины равно

$$Nu_f = 0.037 \cdot Re_y^{0.8} \cdot Pr_g^{0.43} \cdot K_{Tf} \text{ для } Re > 4 \cdot 10^4.$$



Здесь числа Рейнольдса и Нуссельта определяется длиной пленки  $y$ , коэффициент учета турбулизации пограничного слоя по опытным данным  $K_{Тф}$ .

Суммарное испарение в канале от капель и пленки рассчитывается по зависимости  $G_v = G_{vd} \cdot K_{Gv}$ ,

где расход пара при испарении капель  $G_{vd} = \frac{\pi \cdot d_l}{6} \cdot (\alpha_i^3 - \alpha_{i+1}^3) \cdot N_a$ ,

коэффициент интенсификации испарения за счет пленки  $K_{Gv} = 1 + \frac{\alpha_f \cdot F_f}{\alpha_d \cdot F_d}$ .

Поверхность пленки считается двухсторонней, так как тепловой поток в пленку поступает от газового потока к контактной поверхности жидкости непосредственно и через лопатку (тепловое сопротивление материала лопатки из титанового сплава незначительно).

Поведение жидкой фазы в каналах центробежного компрессора имеет ряд особенностей. Капли, впрыскиваемые на вход РК, сепарируются на выпуклую сторону профиля лопаток. Однако они не образуют пленки, а под действием центробежных сил срываются с поверхности. По мере разгона капель потоком воздуха, кориолисовы силы вновь прижимают их к поверхности лопаток. После этого описываемый процесс повторяется. Размер капель, срываемых с лопаток, близок к равновесному в сносящем потоке, определяемых по зависимости Волынского.

В первом приближении математическая модель движения жидкой фазы заключается в следующем.

Вода, попадая в канал РК, формирует на входных кромках лопаток капли, которые срываются и движутся с испарением в газовом потоке со средними параметрами (относительной скоростью, давлением и температурой). Начальная абсолютная скорость капли нулевая. Диаметр капли является равновесным для данных параметров потока.

В диффузорах капля движется с испарением по участкам тракта со средними газодинамическими параметрами, причем по мере продвижения давление и температура газа возрастают, а скорость падает. Наличие водяной пленки в трактах

ЦБК принимаются одномерными, теплообмен с наружной средой отсутствует, изменением массы газа на участке за счет испарения капель можно пренебречь, испарение капель за счет охлаждения газа учитывать в уравнении энергии (температуры).

Скорость капель в диффузорах принимается равной скорости газового потока, число Нуссельта капель равно  $\sim 2$ . Число капель по длине диффузоров неизменно.

Длина пути капли в диффузорах определяется из уравнения логарифмической спирали:

$$l_i = \int_{R_{d1}}^{R_{вых}} \frac{dR}{\sin \alpha} = \frac{R_{вых} - R_{ex}}{\sin \alpha_{cp}},$$

где  $R_{ex}$ ,  $R_{вых}$  - радиус входа и выхода диффузора,

$\alpha_{cp}$  - средний угол касательной вектора скорости газа к траектории в данном диффузоре.

Средняя скорость капли

$$c_{icc} = \frac{c_{ex} + c_{вых}}{2},$$

а время пребывания капли в диффузоре

$$t_i = \frac{l_i}{c_{icc}}.$$

Наличие двухфазного течения в РК (капель жидкости в потоке) сопровождается потерями энергии на разгон капель  $\Delta H_w$ , которые учитываются в параметрах  $\sum H_{RZ}$  и  $\Delta E_Z$  и в уравнении энергии. Процесс испарения капель при движении в канале РК приводит к появлению дополнительного члена в уравнении энергии, описывающего затраты тепла на испарение жидкости  $d_i$ .

Для двухфазного течения в РК уравнение энергии примет вид:

$$T_2 = T_1 + \frac{c_{1cp}^2 - c_2^2}{2kR} + \frac{H_Z - \Delta H_w - d_i}{kR}$$

Суммарная потеря энергии

$$\sum H_{RZ} = \mu_2^2 + \xi_1 \cdot \frac{W_1^2}{2} + \xi_2 \cdot \frac{c_{1a}^2}{2} + \Delta H_w$$

Изменение кинетической энергии

$$\Delta E_z = H_z - \Delta H_w - \frac{c_2^2 - c_{1cp}^2}{2}$$

Индекс *ср* относится к средней линии потока.

По разработанной математической модели процесса «влажного» сжатия разработана методика и программа расчета ступеней осевого компрессора при вводе воды на вход.

Последовательность газодинамического расчета представляет собой итерационный процесс для каждой ступени. Исходная итерация заключается в использовании параметров воздушного режима для определения потерь удельной работы при вводе воды, процессов дробления пленки на капли, движения капель, испарения капель и пленки в первой ступени при неизменных входных условиях. Далее для данной ступени определяются термодинамические и переносные свойства газообразного тела как смеси идеальных газов воздуха и пара, проводится корректировка удельной работы и к.п.д. ступени, газодинамический расчет ступени с определением всех скоростей и термодинамических параметров рабочего тела в характерных сечениях. Итерации повторяются до тех пор, пока изменение влагосодержания на выходе ступени в двух последующих итерациях не станет отличаться не более, чем на 0,01%.

Методика и программа расчета представлена в виде блок-схемы (рис.2).

**В третьей главе** диссертации проведена оценка достоверности разработанной методики расчета параметров компрессора при «влажном» сжатии при сравнении расчетных исследований с экспериментальными, проводившимися для компрессора двигателя АЛ-21. Сравнительный анализ расчетных и экспериментальных исследований показан на рис. 3-5.



*Рис.2. Блок-схема алгоритма расчета процесса «влажного» сжатия*

**В четвертой** главе приведены расчетные оценки характеристик газотурбинной установки, создаваемой на базе авиационного двигателя ГТД-350, при организации впрыска воды в компрессор и после него и с одновременной «влажной» регенерацией тепла.

Схема полученной ГТУ показана на рис.6.

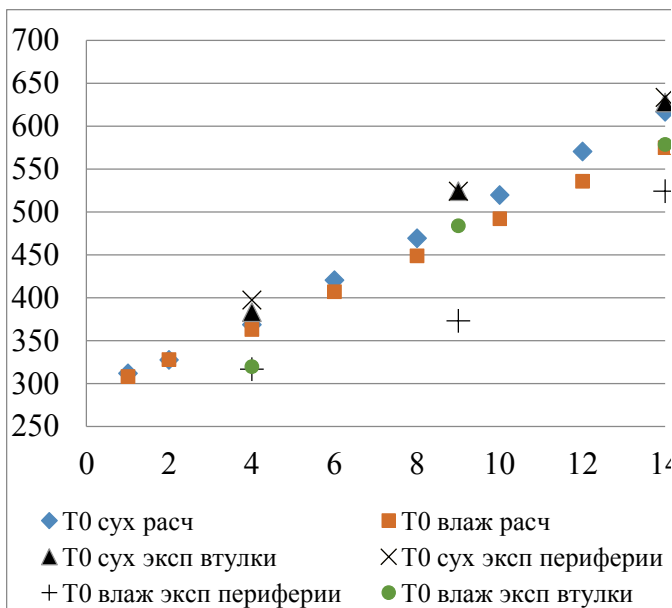


Рис.3. Изменение полной температуры (K) по ступеням

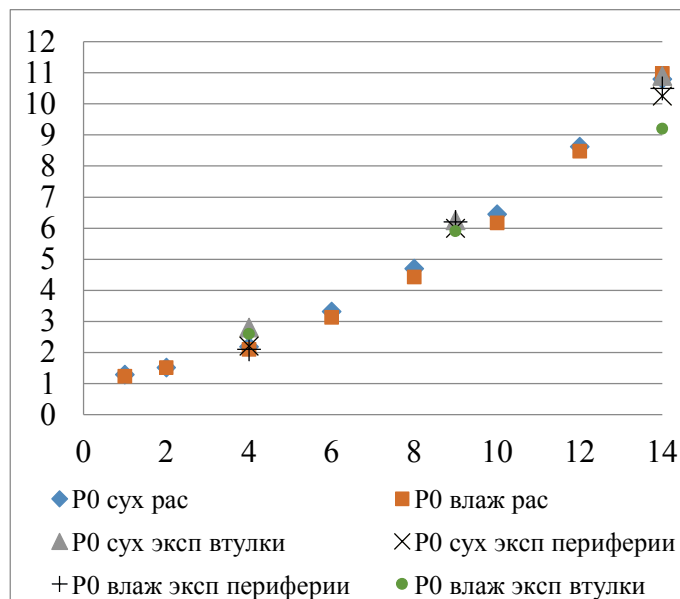


Рис. 4. Изменение полного давления (бар) по ступеням

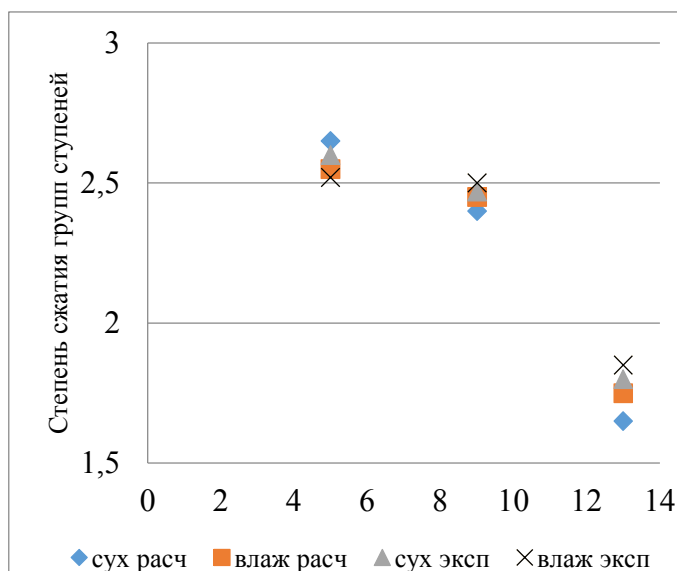


Рис. 5. Зависимость степени сжатия группы ступеней от номера ступени

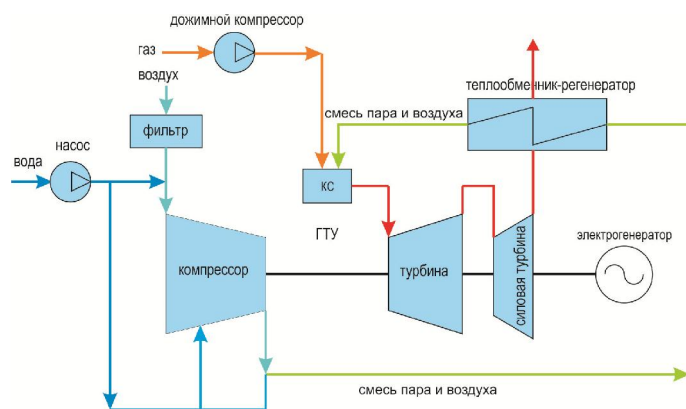


Рис.6. Схема ГТУ с применением «влажного» сжатия с «влажной» регенерацией тепла

Результаты расчетов при работе по простой схеме ГТУ и по различным вариантам газопаровых циклов с впрыском воды и регенерацией тепла показаны в таблице 1.

Применение «влажного» сжатия и регенерации тепла существенно повышает термодинамическую эффективность ГТУ. Ее КПД поднимается до уровня 34÷37 % с исходных 17%, а удельная мощность составляет  $\cong 210 \div 220$  кДж/кг.

**Основные расчетные параметры ГТУ на базе двигателя ГТД – 350 в различных режимах**

Наименование параметров	Размерность	Режимы			
		Простой цикл	С регенерацией без впрыска в компрессор	С регенерацией и впрыском в компрессор	С регенерацией и впрыском в и после компрессора
Мощность на валу	кВт	324	322	352	490
КПД на валу	%%	17,01	27,91	28,96	37
Удельная мощность на валу	кВт/кг воздуха	147	146	160	223

Незначительная эффективность «влажного» сжатия без регенерации тепла для анализируемой ГТУ объясняется малыми размерами компрессора и, следовательно, малым временем пребывания в его ступенях диспергированной фазы (и пленок), что приводит к тому, что общая доля испаряющейся в компрессоре впрыскиваемой воды - невелика. К тому же, температура воздуха в осевой части компрессора также невелика, что тоже сказывается на малой эффективности испарения.

**В Заключении** сформулированы выводы по диссертационной работе:

1. Разработана математическая модель процесса сжатия в компрессоре ГТУ при впрыске воды на вход в компрессор. Проведена оценка общей картины движения воды в тракте компрессора в капельном и пленочном виде. Разработаны методики расчета процессов дробления пленки, испарения капель и пленки и учета потерь подведенной к компрессору работы на движение воды в потоке.

2. Разработана методика и апробирована программа расчета компрессоров ГТУ, работающих по газопаровым циклам с применением впрыска воды и пара. Программа учитывает ряд особенностей газопаровых ГТУ, в частности, изменение теплофизических свойств рабочего тела, характеристик компрессора, реальные потери в компрессоре при впрыске воды и другие. Полученная методика позволяет провести сравнительную оценку различных вариантов малых конверсионных газопаровых ГТУ с последующим анализом и сравнением с экспериментальными данными, проанализировать планируемые эксперименты и их подготовку, а также оценить перспективность осуществления тех или других сочетаний впрысков воды.

3. Проведена оценка достоверности разработанной методики путем

сравнения расчетных исследований компрессора двигателя АЛ-21 при впрыске воды на его вход с экспериментальными исследованиями. Расхождение расчетов с экспериментом не превысило 5%.

4. Проведены расчеты характеристик ГТУ, создаваемой на базе авиационного двигателя ГТД-350 при работе с «влажным» сжатием и регенерацией тепла. Расчеты показывают, что несмотря на сравнительно малый масштаб (мощность не более 0,3 МВт на валу свободной турбины), при работе с «влажным» сжатием и регенерацией тепла КПД энергоустановки может быть повышен с 17 % до 35÷37 %, а удельная мощность – в 1,7 раза, что является убедительной демонстрацией возможностей рассматриваемого газопарового цикла.

5. Представлены рекомендации по использованию результатов исследования.

#### ОСНОВНЫЕ ПУБЛИКАЦИИ ПО ТЕМЕ ДИССЕРТАЦИИ

1. Динь Тьен Зунг. Перспективные схемы энергетических ГТУ на базе авиационных двигателей // Научно-технический вестник Поволжья. 2013. № 1. С. 14-18.

2. Динь Тьен Зунг, Агульник А.Б. Расчетное исследование параметров ГТУ малой мощности на основе авиационных двигателей при «влажном» сжатии // Научно-технический вестник Поволжья. 2013. № 4. С. 36-39.

3. Динь Тьен Зунг. Перспективные схемы энергетических ГТУ на базе авиационных двигателей // 11-я Международная конференция «Авиация и космонавтика – 2012». 13-15 ноября 2012 года. Москва. Тезисы докладов. – СПб.: Мастерская печати, 2012. С. 184.

4. Динь Тьен Зунг, Агульник А.Б. Расчетное исследование параметров ГТУ малой мощности на основе авиационных двигателей при «влажном» сжатии // Московская молодежная научно-практическая конференция «Инновации в авиации и космонавтике – 2013». 16-18 апреля 2013 года. Москва. Сборник тезисов докладов. – М.: ООО «Принт-салон». С. 160.