

1368612

На правах рукописи

Лукин Дмитрий Борисович

**ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕПЛОЙ НАПРЯЖЁННОСТИ КЛАПАНОВ
АВТОМОБИЛЬНЫХ БЕНЗИНОВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ С
ПРИМЕНЕНИЕМ НЕТРАДИЦИОННЫХ МАТЕРИАЛОВ**

Специальность 05.04.02 – тепловые двигатели

Автореферат
диссертации на соискание учёной степени
кандидата технических наук



Москва – 2000

Работа выполнена в Московском государственном технический университете им. Н.Э. Баумана.

- | | |
|-----------------------|--|
| Научный руководитель | – доктор технических наук,
профессор Н.Д. Чайнов |
| Официальные оппоненты | – доктор технических наук,
профессор В.М. Фомин;
кандидат технических наук,
доцент И.В. Станкевич |
| Ведущее предприятие | – ВНИИМотоПром г. Серпухов |

Защита диссертации состоится “27” ноября 2000г.
в 14.00 часов на заседании диссертационного совета К 053.15.05
“Тепловые машины и теоретические основы теплотехники” Московского
государственного технического университета им. Н.Э. Баумана по адресу:
107005, Москва, Лефортовская набережная, д. 1, корпус “Энерго-
машиностроение”, аудитория 234.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке МГТУ им. Н.Э. Баумана.

Отзывы на автореферат в двух экземплярах, заверенных печатью учреждения, просьба направлять по адресу: 107005, Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5, МГТУ им. Н.Э. Баумана, учёному секретарю совета К 053.15.05.

Автореферат разослан “18” октября 2000г.

НТБ МГТУ им. Н.Э. Баумана



1568612

Лукин Д.Б. Исследование те

Учёный секретарь
диссертационного совета

К. Т. Н., доцент

Ефимов С.И.

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы. Постоянный рост уровня форсирования двигателей приводит к повышению термомеханической напряжённости наиболее ответственных деталей ДВС; а задачи повышения ресурса, введение электронных систем управления автомобильных двигателей требуют более внимательного подхода к вопросам обеспечения надёжности всего двигателя, в том числе клапанного механизма. Автомобильные бензиновые двигатели работают в основном в условиях города, то есть резко переменных мощностных и скоростных режимов. Многократные циклические воздействия тепловых и механических нагрузок приводят к образованию усталостных трещин. Наиболее теплонапряжённой деталью современного бензинового двигателя был и остаётся выпускной клапан. Выход из строя клапанов двигателя при повышении энергетических показателей и одновременном сохранении, а иногда и увеличении ресурса является одной из существенных проблем.

Повышение частоты вращения коленчатого вала двигателя в спортивных моделях, введение электронных систем управления клапанами и фазами газораспределения, которые позволяют резко улучшить практически все эффективные и экологические показатели двигателя, требуют создания нового лёгкого клапана, который будет удовлетворять условиям работы двигателя, иметь хорошую сопротивляемость термическим нагрузкам и образованию усталостных трещин.

Преимуществом применения лёгкого клапана является:

- снижение массы клапана практически в 2 раза и уменьшение, тем самым, динамических нагрузок в механизме газораспределения (МГР);
- возможность резкого снижения механических потерь в МГР на частичных режимах и особенно на режиме холостого хода, что приводит к улучшению экономичности двигателя;
- возможность (без изменения конструкции МГР) повышения литровой мощности за счёт увеличения времени-сечения и коэффициента наполнения путём изменения профиля кулачка распределительного вала или повышения частоты вращения коленчатого вала для спортивных вариантов двигателей;
- возможность снижения требований к распределительному валу и его подшипникам без уменьшения надёжности и ресурса всего МГР;
- возможность введения электронных систем управления клапанами и фазами газораспределения во всём диапазоне работы двигателя и замена

распределительного вала электромагнитным управлением, что даёт возможность улучшить показателей двигателя как по экономичности, так и по токсичности. Снижение массы клапана связано в первую очередь с возможностью применения новых термостойких материалов с меньшей по сравнению со сталью плотностью. Однако при этом требуется оценить прочностные характеристики альтернативного материала и функциональные свойства выполненного из него клапана.

Для осуществления этого следует оценить термоусталостную прочность клапана. Последнее связано с определением теплового и напряжённо-деформированного состояния (ТНДС) клапана на различных установившихся режимах и определением ресурса клапана в условиях нестационарного термического нагружения. При этом важное значение имеет оценка появления и расчёта процесса распространения термоусталостной трещины в тарелке клапана.

Диссертационная работа выполнялась в МГТУ им. Н.Э. Баумана на кафедре “Поршневые двигатели” (Э-2).

Цель работы – возможность применения нового титанового сплава с повышенным содержанием алюминия (в дальнейшем – базовый титановый сплав, разработчик институт А.А. Бочвара) для изготовления клапанов автомобильных бензиновых двигателей; разработка методики оценки термоусталостной прочности клапанов при замене материала, а также методики термоциклирования клапанов на безмоторном тепловом стенде (БТС).

Методы и объекты исследований. Экспериментальные методы исследования полей температур, температурных и механических напряжений на развёрнутых двигателях и одноцилиндровых отсеках сложны, трудоёмки и дорогостоящи.

Существенно сократить время проведения и стоимость эксперимента могут безмоторные установки, на которых можно достичь значительных тепловых потоков, характерных для быстроходных бензиновых двигателей. Представителями таких установок являются стенды с источниками тепла, использующими энергию горячих газов, индукционный нагрев и инфракрасное излучение большой удельной мощности. В последнем случае легче достигается требуемое распределение тепловых потоков по “огневой” поверхности деталей. Учитывая вышесказанное и опыт работы на безмоторном тепловом стенде с лучистым теплообменом на кафедре Поршневых двигателей МГТУ им. Н.Э. Баумана, последний был модернизирован и использован при проведении экспериментальной части исследования термопрочности вариантов конструкций клапанов автомобильных двигателей.

В то же время физическое моделирование не обладает достаточной оперативностью при замене материала клапана и изменении граничных условий теплообмена на различных режимах работы двигателя. Поэтому наряду с экспериментальными методами при поиске оптимальных решений особую роль приобретает математическое моделирование ТНДС деталей двигателя.

Научная новизна. В результате проведённого расчётно-экспериментального исследования показана возможность применения титано-алюминиевого интерметаллида для изготовления клапанов быстроходных автомобильных двигателей.

Впервые при оценке термopочности выпускного клапана использованы элементы механики разрушения, что позволяет рассчитать развитие термоусталостной трещины на фаске выпускного клапана и спрогнозировать ресурс.

Практическая ценность работы заключается в разработке комплексной методики исследования термopочности клапанов быстроходных автомобильных двигателей, включая создание и доводку конечно-элементной модели расчёта теплового и напряжённо-деформированного состояния клапанов, а также экспериментальное обеспечение термoциклических испытаний конструкций натурных образцов на термopочность.

Предложенный расчёт граничных условий теплообмена можно применять и для других автомобильных бензиновых двигателей, что даёт существенное упрощение задачи расчётов ТНДС клапанов.

Реализация результатов работы. Методические разработки и результаты исследования применяются в НИР и учебном процессе на кафедре ПД МГТУ им. Н.Э. Баумана.

Апробация работы. Основные результаты и содержание диссертационной работы обсуждались на XII Школе семинаре молодых учёных и специалистов под руководством академика РАН А.И. Леонтьева “Проблемы газодинамики и тепломассообмена в энергетических установках” (г. Москва, 1999); 3-ей Международной научно-технической конференции “Решение экологических проблем в автотранспортном комплексе” (г. Москва, 1999).

Публикации. По теме диссертации опубликовано две статьи и тезисы докладов.

Структура и объём работы. Диссертация состоит из введения, четырёх глав, списка литературы и приложения; содержит 141 страницу, 82 рисунка, 17 таблиц и список литературы из 136 наименований.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении кратко охарактеризовано состояние проблемы в целом, а также показана её актуальность. Сформулировано общее направление исследований.

В первой главе кратко описаны условия работы, основные виды поломок и выходов из строя клапанов автомобильных бензиновых двигателей, проведён анализ новых перспективных материалов и их свойств для возможной замены штатной стали при изготовлении клапанов.

Рассматривается применение сплавов на основе титана, а именно, жаропрочных интерметаллидов, в частности системы Ti-Al. После анализа свойств интерметаллида сделан вывод, что наилучшими свойствами (модуль упругости, твёрдость, механическая прочность, жаропрочность, пластичность, коррозионная стойкость) характеризуется система Ti-Al с массовой долей алюминия от 8.5 до 10% (Ti₃Al α -фаза), что отвечает применённому в работе базовому титановому сплаву.

Некоторые свойства исследуемых материалов в рабочем диапазоне температур представлены в таблице 1.

Таблица 1,

Механические свойства материалов в рабочем диапазоне температур

Материал	Свойства материалов					
	λ , Вт/м К	$\alpha_t \cdot 10^6$, К ⁻¹	E, ГПа	σ_b , МПа	ψ	μ
сталь 40X9C2	20.0	14.3	200	540	0.40	0.30
сталь 55X20Г9АН4	23.0	18.0	150	580	0.39	0.30
Ti – сплав BT6	16.0	9.3	82	450	0.20	0.35
базовый Ti – сплав	17.2	11.1	40	550	0.15	0.33

Особое внимание уделено трещиностойкости материалов и изменению характеристик материалов при циклическом нагружении в зависимости от температуры, формы цикла, среды и частоты нагружения и напряжённого состояния.

На основании выполненного анализа для сравнения сплава на основе титана со штатной конструкцией сформулированы задачи исследования:

- оценка граничных условий теплообмена третьего рода для клапанов (BA3-2108) на номинальном режиме и режиме холостого хода;
- проведение сравнительного анализа конечно-элементных моделей клапана с последующим расчётом ТНДС с применением наилучшей модели с точки зрения точности получаемого результата и времени, затрачиваемого

на расчёт;

- обоснование возможности применения деформационного критерия и линейной механики разрушения для оценки термоусталостной прочности клапанов;

- дальнейшая конструкторская модернизация БТС с целью обеспечения автоматизации задания температурного режима при циклическом нагружении клапана во время испытаний;

- исследование и выбор оптимального цикла термонагружения на БТС;

- экспериментальное исследование теплового состояния клапанов на БТС с получением усталостных трещин в тарелках клапанов необходимой длины;

- проведение расчётного исследования для определения ресурса клапанов в условиях работы на БТС и в реальном двигателе.

Во второй главе изложена методика и математическое моделирование ТНДС клапана в осесимметричной постановке с использованием метода конечных элементов (МКЭ). При этом с учётом поставленной задачи были рассчитаны граничные условия теплообмена третьего рода на номинальном режиме и режиме холостого хода. Периодическое чередование указанных режимов определяет термоцикл нагружения клапанов, который более подробно описан в третьей главе.

Достоверность расчётного определения температурного поля зависит от точности задания граничных условий по тепловоспринимающим и теплоотдающим поверхностям клапана. Условия теплообмена на его поверхности разнообразны и зависят от регулировок систем двигателя и режимов эксплуатации. Эта специфика обуславливает дифференцированный подход в оценке теплоотвода через различные тепловоспринимающие поверхности клапана (см. рис. 1). При расчёте граничных условий использовались работы таких авторов, как Цапф, Вошни, Розенблит Г.Б., Грехов Л.В., Ивин В.И., Щурков В.Е., Стефановский Б.С.

Передача теплоты от газов к стенкам камеры сгорания протекает при изменяющемся в течение цикла состоянии газа. Расчёт рабочего процесса на двух режимах работы двигателя был проведён с помощью программы DIESEL-4t, разработанной на кафедре “Поршневых двигателей”. В программе для определения коэффициента теплоотдачи в камере сгорания используется полуэмпирическая зависимость Вошни:

$$\alpha_r = 130 D^{-0,2} T_{\infty}^{-0,53} P^{0,8} \left[C_1 C_m + C_2 \frac{V_h T_a}{P_a V_a} (P - P_0) \right]^{0,8},$$

$$\text{если } 2C_1C_m\left(\frac{V_o}{V_\phi}\right)^2 C_3 \geq C_2 \frac{V_h T_a}{P_a V_a} (P - P_0), \text{ то} \quad (1)$$

$$\alpha_r = 130 D^{-0,2} T_\infty^{-0,53} P^{0,8} \left[C_1 C_m \left(1 + 2 \left(\frac{V_o}{V_\phi} \right)^2 C_3 \right) \right]^{0,8},$$

где $C_1 = 6,18 + 0,417 C_u / C_m$ – для процессов газообмена; $C_1 = 2,28 + 0,308 C_u / C_m$ – для процессов сжатия-сгорания-расширения; $C_2 = 0,00324 \text{ м/(с К)}$ – для дизелей с непосредственным впрыском и бензиновых ДВС; $C_3 = 0,8$ – в случае использования бензина; D – диаметр цилиндра двигателя; T_∞ – температура газа за пограничным слоем; P – давление рабочего тела в цилиндре; P_0 – давление рабочего тела в цилиндре без сгорания; C_m – средняя скорость поршня; V_h – рабочий объем цилиндра двигателя; P_a, V_a, T_a – параметры газа в точке “а” индикаторной диаграммы; V_ϕ – текущий объем при угле поворота коленчатого вала ϕ ; C_u – тангенциальная скорость при выпуске.

Среднее значение коэффициента теплоотдачи и результирующая по теплопередаче температура газа за цикл определяются:

$$\alpha_{r,\phi} = \frac{1}{4\pi} \int_0^{4\pi} \alpha_r d\phi; \quad T_{r,\text{рез}} = \frac{1}{4\pi \alpha_{r,\phi}} \int_0^{4\pi} \alpha_r T_r d\phi \quad (2)$$

Процесс отдачи тепла от газа к “шейке” клапана в период открытого положения клапана носит нестационарно-периодический характер. Тепловой поток от газов при выпуске изменяется по величине и направлению, что вызывает в тонком поверхностном слое клапанов периодические колебания температуры, амплитуда которых составляет 10 – 15 °С.

Однако толщина этого слоя на стенках детали невелика, и поэтому при моделировании теплового состояния режим теплообмена в канале можно считать стационарным. Средний за цикл коэффициент теплоотдачи от газов к “шейке” клапана определяется из выражения

$$\alpha_r = \tau_1 \alpha_{v,\text{ср}} + \tau_2 \alpha_{\text{вып}}, \quad (3)$$

где τ_1, τ_2 – относительное время соответственно открытого и закрытого положения клапана; $\alpha_{v,\text{ср}}$ – средний за период выпуска коэффициент теплоотдачи от газов к тороидальной поверхности клапана; $\alpha_{\text{вып}}$ – средний коэффициент теплоотдачи от газов к тороидальной поверхности клапана в период закрытого положения клапана.

Для нахождения среднего за период выпуска коэффициента теплоотдачи в выпускном канале используется критериальная зависимость:

$$Nu = 0,2 Re^{0,78}, \quad (4)$$

где: $Nu = \frac{\alpha_{\text{экв.ср}} d_{\text{экв.ср}}}{\lambda}$, $Re = \frac{W_{\text{в.г}} d_{\text{экв.ср}}}{\nu}$ – критерии Нуссельта, Рейнольдса;

λ – коэффициент теплопроводности; ν – коэффициент кинематической вязкости; $d_{\text{экв.ср}}$ – средний эквивалентный диаметр; $W_{\text{в.г}}$ – средняя скорость выпускных газов, определяемая с использованием диаграммы время-сечение.

Эквивалентная по теплоотдаче температура газов в выпускном канале, считая процесс истечения политропическим, находится по формуле:

$$T_r = \frac{T_b}{\left(\frac{P_b}{P_{\text{кн}}} \right)^{\frac{n-1}{n}}}, \quad (5)$$

где: T_b – температура конца расширения; P_b – давление конца расширения; $P_{\text{кн}}$ – давление в канале; n – показатель политропы.

В период закрытого положения клапана определяющими факторами теплообмена являются колебания давления в патрубке и естественная конвекция. Для расчёта $\alpha_{\text{вып}}$ используется формула для турбулентного течения газа в выпускном канале:

$$Nu = 2,37Fo^{-0,43} \left(1 + 0,00053Gr^{0,33} + 0,00051Re^{0,8} \right), \quad (6)$$

где: $Fo = \frac{a \cdot \tau}{d_{\text{экв.ср}}^2}$ – критерий Фурье; τ – время между закрытием и открытием

клапана в цикле; a – температуропроводность выпускных газов;

$Gr = \frac{\beta g \ell^3 \Delta T}{\nu^2}$ – критерий Грасгофа; ℓ – длина выпускного канала; β – коэффициент объёмного расширения выпускных газов; ΔT – разность температур потока и стенки.

Граничные условия со стороны впускного канала во время открытого положения клапана рассчитываются аналогично, что и для выпускного канала.

Эквивалентная по теплоотдаче за цикл температура газа во впускном канале не рассчитывается, а принимается по опытным данным, учитывая подогрев свежего заряда от стенок впускного канала и заброс горячих продуктов сгорания во время открытия клапана. Принимается $T_r = 50^\circ\text{C}$.

Во время закрытого положения клапана нельзя использовать зависимость (6) из-за разного состава смеси в коллекторах. Используется известная зависимость для коэффициента теплоотдачи во впускном канале:

$$Nu = 0,0035 Re \left(1 - 1,1 \frac{\Delta h}{P_0} \right) e^{-0,55 \frac{\Delta h}{13}}, \quad (7)$$

где: Δh – разрежение в трубопроводе, в кПа; p_0 – давление окружающей среды.

Средний за цикл коэффициент теплоотдачи от внешней среды к поверхности посадочного пояса клапана $\alpha_{\text{сед}}$ определяется из выражения

$$\alpha_{\text{сед}} = \tau_1 \alpha_{\text{кт}} + \tau_2 \alpha_{\text{вып.сед}} \frac{1 - \frac{T_{\text{вып.сед}}}{T_{\text{кл}}}}{1 - \frac{T_{\text{кт}}}{T_{\text{кл}}}}, \quad (8)$$

где: τ_1, τ_2 – относительное время соответственно открытого и закрытого положения клапана; $\alpha_{\text{вып.сед}}$ – средний за период выпуска коэффициент теплоотдачи от выпускных газов к рабочей фаске клапана; $\alpha_{\text{кт}}$ – средний коэффициент контактного теплообмена между фаской клапана и гнездом в крышке.

Коэффициент теплоотдачи от выпускных газов к фаске клапана рассчитывается по критериальному уравнению

$$Nu = 0,0377 Re^{0,8} Pr^{0,43}, \quad (9)$$

где: $Pr = \frac{\nu}{a}$ – критерий Прандтля.

Коэффициент контактного теплообмена между фаской клапана и седлом определяется по формуле:

$$\alpha_{\text{кт}} = \frac{\left(623 \frac{\lambda_{\text{ср}}}{\lambda_{\text{пр}}} - 3,6 \right) \cdot \left(\frac{p_{\text{ф}}}{\sigma_{\text{в}}} \right)^{0,43} \lambda_{\text{ср}}}{(h_{\text{кл}} + h_{\text{сед}}) \cdot \left[1 - 0,39 \left(\frac{p_{\text{ф}}}{\sigma_{\text{в}}} \right)^{0,4} \right]}, \quad (10)$$

где: $\lambda_{\text{ср}}/\lambda_{\text{пр}}$ – отношение коэффициента теплопроводности среды, заполняющей межконтактные промежутки, к приведённому коэффициенту теплопроводности; $p_{\text{ф}}/\sigma_{\text{в}}$ – отношение давления контакта к пределу прочности менее пластичного материала; $h_{\text{кл}}, h_{\text{сед}}$ – высоты неровностей профиля соответственно фаски клапана и седла.

Эквивалентная по теплопередаче температура внешней среды $T_{\text{сед}}$ определяется из известного выражения

$$T_{\text{сед}} = \frac{T_{\text{вып.сед}} \alpha_{\text{вып.сед}} \tau_1 + T_{\text{кт}} \alpha_{\text{кт}} \tau_2}{\alpha_{\text{вып.сед}} \tau_1 + \alpha_{\text{кт}} \tau_2}, \quad (11)$$

где: $T_{\text{кт}}$ – температура контактирующей поверхности (седла) по результатам термометрирования (на номинальном режиме $T_{\text{кт}} = 185^\circ\text{C}$); $T_{\text{вып.сед}}$ – температура газов в клапанной щели в период выпуска.

Так как температура газа сильно изменяется за время выпуска, то в первом приближении принимается средняя температура между температурой начала выпуска и средней эквивалентной температурой газов в выпускном канале $T_{\text{вып.ср}} = 1032^\circ\text{C}$.

Расчёт граничных условий со стороны седла выпускного клапана ничем не отличается от расчёта со стороны выпускного клапана.

Для практических расчётов коэффициент теплоотдачи со стороны стебля клапана может быть определён по уравнению

$$\alpha_{\text{вт}} = \frac{\lambda_{\text{м}}}{\delta}, \quad (12)$$

где $\lambda_{\text{м}}$ – коэффициент теплопроводности масла, δ – величина зазора.

Для определения средней температуры среды между стеблем и направляющей втулкой использовались данные термометрирования. Результаты термометрирования брались по данным ВНИИМотоПром г. Серпухов.

Коэффициент теплоотдачи от газов к штоку, выступающему за направляющую втулку $\alpha_{\text{ш}}$ и температура газов $T_{\text{ш}}$ для обоих клапанов, принимается по данным литературы.

Результаты расчётов представлены на рис. 1.

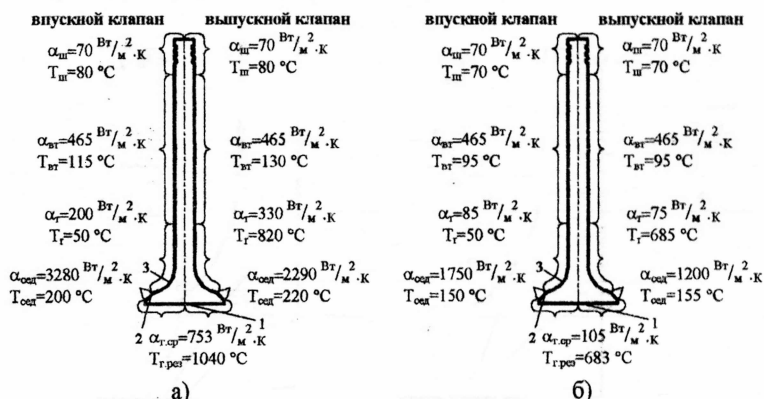


Рис. 1. Граничные условия для клапанов (1, 2, 3 – характерные точки):
а) – номинальный режим, б) – холостой ход

Для проведения расчёта ТНДС был проведён анализ конечно-элементных математических моделей клапанов в осесимметричной постановке. Была выбрана модель с 8-ми узловыми квадратичными элементами с количеством узлов $N=625$ и элементов $E=180$. На рисунке 2 представлены поля температур на двух режимах работы различных клапанов. Поля окрестных температурных напряжений представлены на рисунках 3 и 4. Зна-

чения температур и напряжений в характерных точках клапанов сведены в таблицы 2, 3, 4.

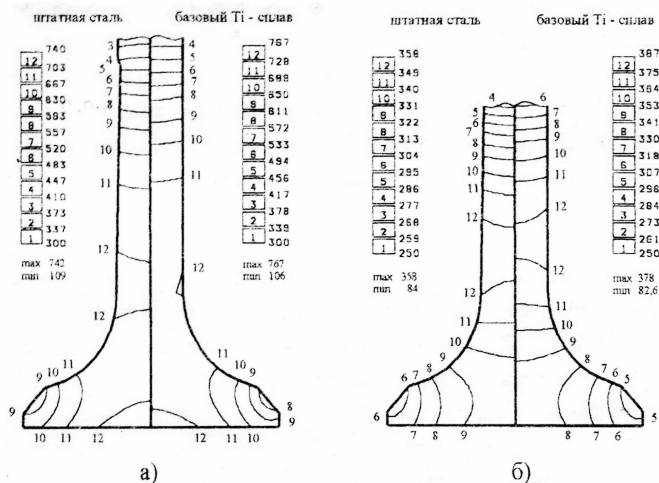


Рис. 2. Распределение температур в клапанах, °С:

а) – номинальный режим; б) – холостой ход

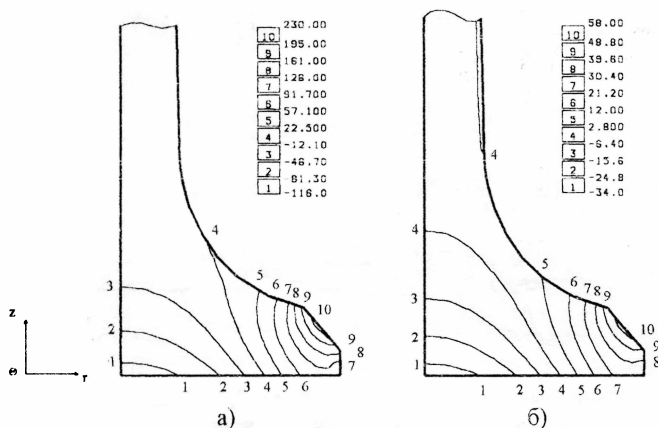


Рис. 3. Распределение температурных окружающих напряжений в стальном клапане, МПа:

а) – номинальный режим; б) – холостой ход

В третьей главе приводится описание экспериментальной установки, методика термоциклирования, обоснование режима нагружения, позволяющего дать ответ на вопрос о надёжности клапана.

Макроциклическое нагружение может привести к возникновению

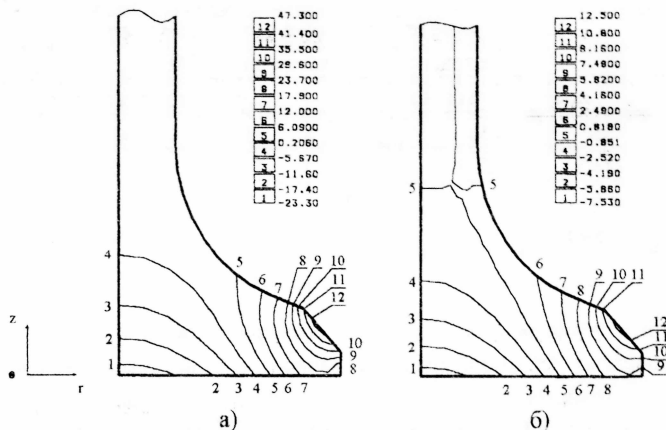


Рис. 4. Распределение температурных окружных напряжений в клапане из базового титанового сплава, МПа:
а) – номинальный режим; б) – холостой ход

Таблица 2.
Температуры в характерных точках клапанов, °С

точки	выпускной клапан					
	штатный (сталь-сталь)		титановый (BT6)		базовый титановый сплав	
	ном.	х. х.	ном.	х. х.	ном.	х. х.
1	742	333	774	347	767	343
2	603	300	591	301	595	301
3	713	337	735	353	728	348
min	109	84	105	83	106	83
max	742	358	774	388	767	387

Таблица 3.
Температурные напряжения в выпускном штатном клапане, МПа

точки	номинальный режим			режим холостого хода		
	σ_r	σ_θ	σ_i	σ_r	σ_θ	σ_i
1	-115	-116	116	-34.3	-34.5	34.5
2	-4.84	190	196	-1.34	49.1	50.9
3	2.28	4.39	8.21	0.128	2.28	2.40
max	—	—	247	—	—	61.4

Таблица 4.

**Температурные напряжения в выпускном клапане из
базового титанового сплава, МПа**

точки	номинальный режим			режим холостого хода		
	σ_r	σ_θ	σ_i	σ_r	σ_θ	σ_i
1	-23.2	-23.3	23.4	-7.49	-7.53	7.55
2	-0.640	38.6	39.7	-0.220	10.5	10.9
3	-0.890	1.39	1.25	0.320	0.940	0.710
max	—	—	50.7	—	—	13.2

усталостных трещин. Поэтому в экспериментальной части работы было проведено термоциклирование вариантов конструкций выпускных клапанов на безмоторном тепловом стенде (штатный стальной клапан, титановый клапан из ВТ6 и клапан из базового титанового сплава). Клапан из ВТ6 рассматривался как промежуточный вариант.

Целью эксперимента являлось сравнение штатного и предлагаемого клапанов при одинаковом тепловом нагружении. Стендовые испытания позволяют резко сократить время проведения эксперимента за счёт ужесточения условий нагружения клапана. Выбор режимов нагружения и продолжительность испытаний осуществлялся на основании рекомендаций ГОСТ 18509-88 и ОСТ 23.3.21-87. Применялся стандартный цикл нагружения (коэффициент ускорения испытаний $K=10$), ужесточённый по термоперепадам. Продолжительность испытаний составляла 200 ч. для каждого клапана.

Согласно ГОСТ 18509-88 каждый цикл представляет собой последовательное чередование подциклов длительностью 6 минут для автомобильных двигателей: 180 с. холостой ход, наброс нагрузки, 180 с. номинал, сброс нагрузки. Таким образом, при проведении испытаний на безмоторном тепловом стенде подбором условий нагрева и охлаждения создаётся температурное поле, эквивалентное температурному полю клапанов на режимах холостого хода и номинальной мощности.

Так как для возникновения трещины требуется достаточно длительное время, то для ускорения процесса образования трещины в каждом клапане был сделан надрез глубиной 1.5 мм. Надрез был сделан электрофизическим способом провололочкой, диаметром 0.05 мм, что позволило добиться радиуса в вершине надреза не более 0.07 мм (меньше, чем предусмотрено стандартом на проведение испытаний на трещиностойкость).

Нагрев испытываемых клапанов осуществлялся галогенными лампами КГ-2000-4 путём подачи на лампы соответствующего напряжения. Раз-

личия в тепловой нагрузке впускного и выпускного клапанов моделируются нагревателем стенда, а так же различными условиями в патрубках головки. Во впускной канал подаётся воздух, который охлаждает шейку клапана; а в выпускной канал вставлены нагревательные элементы, которые моделируют горячие выпускные газы. Адекватность моделирования подтверждается близостью смоделированных температурных полей клапанов к полям температур в условиях двигателя.

Контроль теплового состояния головки и клапанов осуществлялся термопарами типа хромель-алюмель в термостойкой изоляции.

В ходе эксперимента в штатном клапане на 108 часу испытаний началось образование усталостной трещины, которая к концу испытаний достигла размера 2.1 мм. В клапане из базового титанового сплава образование термоусталостной трещины на протяжении эксперимента не наблюдалось (см. рис. 3). Клапан из ВТ6 после 100 часов был снят с испытаний в связи с возникновением большого количества окалины и чрезмерного окисления.

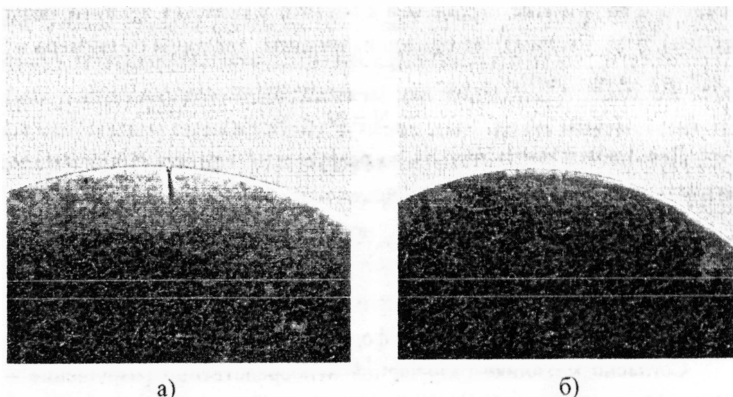


Рис. 3. Тарелки клапанов после испытаний с надрезами:

а) стальной клапан (трещина есть);

б) клапан из базового титанового сплава (трещины нет)

В четвёртой главе проведена расчётная оценка термоусталостной прочности клапанов автомобильных двигателей.

Для этого проведён анализ причин повреждений при циклических нагрузках и предпринята попытка спрогнозировать ресурс работы клапана с применением методов механики разрушения в совокупности с использованием критерия малоциклового усталости. Механика разрушения занимается процессами образования и распространения трещин в различных материалах при разных нагрузках, а полуэмпирические деформационные критерии

малоциклового усталости (в данной работе используется деформационный критерий малоциклового усталости Мэнсона для термической усталости $\sim 10^4$ циклов) дают возможность с помощью определённого размаха деформаций в цикле рассчитать количество циклов до разрушения.

Ресурсом клапана можно назвать временной отрезок, на протяжении которого клапан справляется с функциями, возложенными на него. Клапан перестаёт удовлетворять этим требованиям с началом образования свища и последующего прогара. Можно предположить, что свищ начнёт образовываться с нарушением уплотнения в сопряжении клапан-седло. В двигателях ВАЗ этот случай произойдёт, когда усталостная трещина достигнет длины в 2 мм. Следовательно, прочностная надёжность клапана ВАЗ определяется временем работы клапана до образования усталостной трещины и плюс время на развитие усталостной трещины до размера в 2 мм.

Количество циклов до разрушения N можно условно разделить на две составляющие: N_1 – количество циклов на образование усталостной трещины и её развитие до длины в 2 мм (что и является, по сути, ресурсом клапана); и N_2 – количество циклов на развитие трещины от размера в 2 мм до критической длины.

$$N = N_1 + N_2 \quad (13)$$

Для оценки числа циклов до разрушения клапана N условно может быть использован критерий Мэнсона:

$$\Delta \varepsilon = D^{0.6} N^{-0.6} + \frac{3.5 \sigma_B}{E} N^{-0.12}, \quad (14)$$

где $D = \ln 1/(1 - \psi)$, ψ – коэффициент поперечного сужения материала при растяжении; $\Delta \varepsilon$ – размах полной деформации в цикле.

Согласно механике разрушения непосредственно разрушение – это лавинообразный процесс распространения трещины после того, как трещина достигла критической длины. Критическая длина трещины l_c может быть найдена методом механики разрушения при известных свойствах материала и напряжённого состояния в некотором удалении от трещины:

$$l_c = \left(\frac{K_{Ic}}{1.12 \sigma_{\max} \sqrt{\pi}} \right)^2, \quad (15)$$

где K_{Ic} – критический коэффициент интенсивности напряжений трещины I рода – трещины отрыва (а именно такой тип развивается в клапане); $\sigma_{\max}$ – максимальное напряжение цикла.

Т.к. в данном случае наблюдается случай, близкий к термической усталости, и трещина в 2 мм является уже развитой трещиной, то второе сла-

гаемое N_2 ($2\text{мм} - l_c$) подчиняется законам распространения трещины при усталостном нагружении, закону Пэриса:

$$\frac{d\ell}{dN} = C_1 (\Delta K)^n, \quad (16)$$

где ΔK – размах коэффициента интенсивности напряжений в цикле; C_1 , n – постоянные материала.

Таким образом, определённый выше ресурс клапана может быть найден, если из количества циклов по Мэнсону вычесть количество циклов по Пэрису на участке от 2 мм до l_c .

Чтобы воспользоваться данной методикой, необходимо располагать постоянными материала по трещиностойкости. Имеется очень ограниченное число материалов, для которых эти постоянные определены. Для материалов, используемых в данной работе, таких данных, к сожалению, пока нет.

Для оценочного расчёта, в случае штатного клапана (сталь 55Х20Г9АН4), использованы постоянные по трещиностойкости для стали А514. Ресурс клапана составил 11200 циклов (15000 по Мэнсону и 3800 по Пэрису), что соответствует 1120 часам работы на стенде (с учётом коэффициента ускорения) или 11200 часов на двигателе. Т.к. в двигателе существуют ещё газовые силы и удары, то необходимо иметь коэффициент запаса (по рекомендациям для высокооборотных автомобильных двигателей для МГР $n=1.6$). Таким образом, прогнозируемый ресурс работы клапана в условиях двигателя составит 7000 часов.

В приложении представлены поля температур и основных напряжений после расчёта ТНДС вариантов конструкций выпускных клапанов.

ОСНОВНЫЕ ВЫВОДЫ

1. Облегчённая конструкция выпускного клапана из интерметаллида Ti-Al показала высокую термopрочность при циклическом нагружении, превосходящую термopрочность стального штатного клапана.

2. Разработана методика оценки термоусталостной прочности клапанов автомобильных бензиновых двигателей, позволяющая на базе расчёта теплового и напряжённо-деформированного состояния клапана на установившихся режимах методом конечных элементов в осесимметричной постановке перейти к расчёту термоусталостной долговечности клапана при циклическом тепловом нагружении на основе деформационного критерия Мэнсона и принципов линейной механики разрушения.

3. Представлена методика определения граничных условий теплообмена третьего рода для клапанов (как выпускных, так и впускных) автомобильных бензиновых двигателей для расчётов стационарных температурных полей на номинальном режиме и на режиме холостого хода.

4. Проведён сравнительный анализ осесимметричных конечно-элементных моделей выпускного клапана. Показано преимущество квадратичных элементов перед симплексными, а также, применительно к клапану, возможность отказа от трёхмерных расчётов ТНДС в пользу осесимметричных.

5. Разработана методика безмоторных стендовых испытаний, позволяющая организовать цикл термонагружения клапана в соответствии с требованиями испытаний на надёжность клапанов автомобильных двигателей. Проведены термоусталостные испытания клапанов из различных материалов в заданном диапазоне изменяемых температур.

6. Разработана система автоматического управления БТС, позволяющая в автоматическом режиме проводить испытания клапанов на термоусталость.

Основное содержание диссертации опубликовано в работах:

1. Способы использования сплавов на основе титана в конструкции и изготовлении клапанов ДВС / В.И. Панин, Ю.В. Бураков, Д.Б. Лукин и др. // Автомобильные и тракторные двигатели: Межвузовский сборник научных трудов. – М., 1998. – Вып. XIV. – С.99-110.

2. Чайнов Н.Д., Лукин Д.Б., Панин В.И. Исследование теплового и напряжённо-деформированного состояния клапанов быстроходных автомобильных двигателей с применением новых материалов // Решение экологических проблем в автотранспортном комплексе: Тезисы докладов 3-ей Международной научно-технической конференции. – М., 1999. – С.158-159.

3. Лукин Д.Б. Тепловая напряжённость выпускных клапанов быстроходных автомобильных двигателей // Проблемы газодинамики и теплообмена в энергетических установках: Труды XII Школы-семинара молодых учёных и специалистов под руководством академика РАН А.И. Леонтьева. – М., 1999. – С.166-169.

Зак.

Тираж 100 экз.

Объём 1 п. л.

Подписано к печати 10.10.2000 г.

Типография МГТУ им. Н.Э. Баумана