

ТРУДЫ
НАМИ

Выпуск 125

— 1970 —

ЦЕНТРАЛЬНЫЙ ОРДЕНА ТРУДОВОГО КРАСНОГО ЗНАМЕНИ НАУЧНО-
ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ АВТОМОБИЛЬНЫЙ И АВТОМОТОРНЫЙ ИНСТИТУТ

~~НАМИ~~

ТРУДЫ
НАМИ

Выпуск 125

ОТДЕЛ НАУЧНОЙ И ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКОЙ ИНФОРМАЦИИ

Москва

1970

ИССЛЕДОВАНИЕ ПРИРАБОТКИ ХРОМИРОВАННЫХ ГИЛЬЗ ЦИЛИНДРОВ АВТОМОБИЛЬНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

К числу распространенных способов повышения износостойкости гильз цилиндров относится нанесение на рабочую поверхность твердых износостойких покрытий. Из известных видов износостойких покрытий наиболее полно требованиям, предъявляемым к материалу рабочей поверхности гильз цилиндров, удовлетворяет гладкий электролитический хром.

Электролитический хром обладает высокой износостойкостью, обеспечиваемой его большой твердостью (1000—1300 НВ), совершенством структуры и низким коэффициентом трения. Хром отличается высокой коррозионной стойкостью, на него не действуют органические кислоты и сернистые соединения. Он хорошо сопротивляется воздействию азотной кислоты. Низкий коэффициент трения хрома повышает механический к. п. д. двигателя, увеличивая срок службы как самих гильз, так и поршневых колец.

Хром имеет по сравнению с чугуном и сталью более низкий коэффициент линейного расширения и более высокую теплопроводность [3].

Хром хорошо ложится почти на все металлы, в том числе и на алюминиевые сплавы, что позволяет применять хромированные алюминиевые гильзы цилиндров в автомобильных двигателях с воздушным охлаждением.

Обладея значительными преимуществами, хромовые покрытия в то же время имеют и существенные недостатки.

Гладкие хромовые покрытия плохо смачиваются маслом, что приводит к полусухому и сухому трению и вследствие этого к задирам трущихся поверхностей и выкрашиванию хрома.

Кроме того, хромовые покрытия легко схватываются с некоторыми металлами или сплавами, имеющими низкий предел текучести, в частности с алюминиевыми сплавами, применяемыми для изготовления поршней автомобильных двигателей. Одной из при-

чий схватывания алюминиевого сплава с хромом, возникающего даже при относительно невысоких удельных давлениях, является развитие металлических связей контактирующих металлов при отсутствии между ними масляной прослойки. Результатом схватывания являются задиры трущихся поверхностей.

Для повышения маслосъемности хромированных покрытий на их поверхность наносят углубления в виде пор или лунок механическим, химическим или электрохимическим методами.

При хромировании гильз цилиндров автомобильных двигателей применяются обычно механический и электрохимический методы.

Механический метод предусматривает нанесение углублений (лунок) на рабочую поверхность гильз перед их хромированием при помощи режущего инструмента. После хромирования предварительно полученный рельеф сохраняется.

Электрохимический метод заключается в анодной обработке хромированных гильз в электролите того же состава. В этом случае происходит растворение хрома в порах и трещинах, вследствие чего за счет их расширения и углубления происходит увеличение маслосъемности рабочей поверхности гильзы.

Электрохимический метод повышения маслосъемности поверхности гильз меньше распространен, чем механический. Это объясняется значительной сложностью получения заданной величины пористости поверхности и меньшей износостойкостью гильз с пористым хромом.

Для предотвращения схватывания хромированной поверхности гильзы с поршнем помимо повышения маслосъемности ее поверхности применяют и другие мероприятия, из которых наиболее распространенным является нанесение различных специальных прирабочных покрытий на юбку поршня.

В США основным поставщиком хромированных гильз цилиндров для автомобильных двигателей является фирма Дохлер-Ярвис. Хромированные гильзы изготавливаются также фирмой Лайкоминг для двух- и четырехтактных двигателей армейских грузовых автомобилей, автобусов и самосвалов.

Хромированные гильзы цилиндров изготавливаются в ФРГ, Испании, Франции, Дании, Норвегии, Югославии и других странах. Исследовательские работы в области применения хромированных гильз проводятся также в Чехословакии и Японии.

Наибольшее распространение получило хромирование гильз цилиндров в Англии. Хромированные гильзы цилиндров устанавливаются на двигатели фирм Бедфорд, Альбион, Остин, Лейланд, Перкинс и др. Производство хромированных гильз для автомобильных двигателей с 1947 г. осуществляет специализированная фирма Монохром, а также фирмы Хромард и Честерфильд Тьюб.

Долговечность хромированных гильз, согласно зарубежным данным, значительно (иногда в 6—8 раз) превосходит долговечность гильз цилиндров, изготовленных из серого чугуна. По данным фирмы Перкинс, величина износа при работе двигателя на

номинальном режиме (80 л. с. при 2800 об/мин) составила 3,5—7 мк на 1000 ч [1].

По данным японской фирмы Хитачи Зоцен, износ гильз, покрытых пористым хромом, составил 20—50 мк на 1000 ч [5].

Гильзы фирмы Монохром, покрытые гладким хромом с сеткой маслосодержащих лунок, имели износ на двигателе фирмы Перкинс, равный 3 мк за 1000 ч.

Фирма Бедфорд при замене на карьерных самосвалах чугунных гильз стальными сухими, покрытыми гладким хромом по накатке, получила увеличение среднего срока службы двигателя с 51 до 403 тыс. км [2].

Английская фирма Рилей по результатам дорожных испытаний дает следующие значения износа: для нехромированных гильз — 3,5 мк/1000 км пробега, для хромированных — 0,48 мк/1000 км пробега. Соотношение износа 7 : 1 [5].

Сравнение средних износов цилиндров, покрытых гладким хромом с механически выполненной пористостью, показывает, что они в 3—5 раз меньше износа гильз цилиндров, изготовленных из нирезиста, и в 6—8 раз меньше износа гильз, изготовленных из серого легированного чугуна.

По данным фирм Перкинс, Рилей и Порше, срок службы чугунных поршневых колец в хромированных гильзах увеличивается в 3—4 раза, однако период приработки колец удлиняется. Для ускорения приработки в ряде случаев применяют кольца специальной конструкции. С целью обеспечения наименьшего износа хромированной поверхности проведены большие работы по подбору структуры материала поршневых колец.

В настоящее время объем производства хромированных гильз цилиндров в мире относительно невелик и пока ограничивается областью специальных двигателей и двигателей, работающих в особо тяжелых условиях. Основной причиной этого является высокая энергоемкость технологического процесса хромирования гильз, а следовательно, и более высокая их стоимость.

В Советском Союзе вопросами хромирования цилиндров автомобильных двигателей типа ЗИЛ-120 и ГАЗ-51 в разное время занимался ряд организаций, причем преимущественное внимание уделялось пористому хромированию.

К середине 60-х годов в связи с поставленной задачей резкого повышения моторесурса автомобильных двигателей были начаты работы с гладко хромированными гильзами цилиндров, целью которых являлось определение их износостойкости и рентабельности применения. В 1965 г. НИИТавтопром и ЗМЗ изготовили опытную партию хромированных гильз. Стендовые испытания двигателей ГАЗ-21 с хромированными гильзами на Заволжском моторном заводе дали отрицательные результаты. Несмотря на увеличение маслосъемности зеркала гильз за счет нанесенной механическим путем пористости, в процессе обкатки двигателей происходили задиры в паре поршень — гильза. Исследование причин образования за-

диров хромированных гильз цилиндров и выявление способов их устранения были проведены НАМИ в 1966—1967 гг.

Комплекс работ предусматривал лабораторные исследования гильз цилиндров, стендовые испытания двигателей ГАЗ-21 и ЗМЗ-53 и эксплуатационные испытания двигателей ГАЗ-21 с хромированными гильзами цилиндров.

Лабораторными исследованиями были определены основные параметры хромового покрытия. Толщина слоя хрома на опытных гильзах составляла 0,08—0,1 мм, чистота поверхности зеркала — $\nabla 11$, твердость покрытия в пересчете на шкалу Бринелля — 750—800 НВ. Размеры лунок: ширина 0,34—0,43 мм, длина 0,54—0,73 мм, глубина 0,1—0,24 мм. Гильзы имели три шага накатки — 2; 2,5 и 3 мм. Маслосъемность зеркала гильзы, представляющая собой отношение объема углубления к площади зеркала, приходящегося на одно углубление, для каждого шага накатки была равна соответственно 0,407; 0,326 и 0,271 мм³/мм².

В процессе стендовых испытаний двигателей выявлялось влияние на качество приработки следующих факторов: параметров накатки (маслосъемности), зазора между гильзой и поршнем, конструкции поршня и покрытия его юбки.

Каждый этап испытаний хромированных гильз цилиндров на двигателе ГАЗ-21 состоял из трех циклов общей длительностью 43 ч. Первый цикл — холодная обкатка — продолжался в течение 2,5 ч при 500—1500 об/мин, второй цикл — горячая обкатка на холостом ходу и под нагрузкой — 30,5 ч, третий цикл — режим испытаний на надежность — 10 ч при 4000 об/мин и полном дроселе.

Режимы горячей обкатки соответствовали режимам, принятым на Заволжском моторном заводе при обкатке серийных двигателей.

Двигатель ЗМЗ-53 испытывался на аналогичных режимах, исключая режим надежности.

По окончании обкатки снимались характеристики мощности трения. Разборка цилиндро-поршневой группы двигателя производилась после холодной обкатки, горячей обкатки и по окончании испытаний. Перед каждым этапом испытаний замерялась конфигурация гильз при их установке в блок и нагружении усилием, эквивалентным усилию, возникающему при натяжке шпилек головки блока, а также проводился микрометраж поршней и поршневых колец.

Оценка приработки деталей цилиндро-поршневой группы производилась визуально. Критерием качественной приработки считалось отсутствие задиров и натиров на рабочей поверхности гильзы и поршня, видимых простым глазом.

Первый этап стендовых испытаний хромированных гильз цилиндров на двигателе ГАЗ-21 предусматривал выявление влияния на приработку маслосъемности зеркала гильзы. В двигатель устанавливались гильзы с различной маслосъемностью поверхности при

близкой величине монтажных зазоров в паре поршень — гильза. После обкатки все гильзы цилиндров имели задиры, расположенные в плоскости качания шатуна. Причиной образования задиров являлось схватывание между материалом поршня и хромовым покрытием гильзы, возникающее в результате атермического сраивания частичек контактирующих металлов, уплотнения металла в направлении движения и вырывания уплотненных частичек из юбки поршня. Вырванные частички металла вследствие своей высокой твердости царапают гильзу и поршень, образуя глубокие риски и борозды.

Результаты первого этапа стендовых испытаний показали, что гильзы с различной маслостойкостью поверхности имеют различную интенсивность схватывания, причем, как и следовало ожидать, увеличение маслостойкости способствует уменьшению склонности к задирам.

Второй этап испытаний предусматривал оценку качества приработки в зависимости от величины зазора в паре поршень—гильза. Хромированные гильзы цилиндров с одинаковой величиной маслостойкости зеркала устанавливались на двигатель ГАЗ-21 с величиной монтажного зазора от 8 до 42 мк. Осмотр гильз и поршней после обкатки показал, что по мере увеличения зазора гильза между гильзой и поршнем интенсивность схватывания уменьшается.

Влияние конструкции юбки поршня на качество приработки выяснялось на третьем этапе испытаний. Поршни, выпускаемые в настоящее время, и экспериментальные терморегулируемые устанавливались с примерно одинаковыми монтажными зазорами в хромированные гильзы, имеющие одну и ту же маслостойкость зеркала. Как показали ранее проведенные исследования, терморегулируемые поршни, имеющие жесткую неразрезную юбку с копирной обточкой ее поверхности, обеспечивают увеличение площади контакта с гильзой в 2—2,2 раза по сравнению с поршнями действующего производства. Осмотр деталей после испытаний показал, что состояние экспериментальных поршней и работающих с ними гильз значительно лучше, чем при стандартных поршнях. Очевидно, что увеличение площади контакта поршня с гильзой у терморегулируемых поршней обеспечило снижение удельного давления на юбку, а следовательно, уменьшило и интенсивность схватывания. Однако на юбках терморегулируемых поршней все же отмечались отдельные незначительные очаги схватывания и небольшие риски на зеркале цилиндра.

На четвертом этапе испытаний было оценено влияние на приработку лужения поршня. В двигатель были установлены два поршня со слоем олова 3—4 мк и два поршня без покрытия. В процессе обкатки поршни без покрытия произвели сильные задиры зеркала гильз цилиндров. На луженых поршнях, как и в предыдущих этапах испытаний, имелись отдельные очаги схватывания.

Аналогичные работы по оценке влияния тех же факторов на приработку хромированных гильз цилиндров проводились на двига-

теле ЗМЗ-53. Результаты испытаний полностью совпадают с результатами, полученными на двигателе ГАЗ-21. Однако во всех этапах испытаний качество приработки деталей цилиндро-поршневой группы двигателя ЗМЗ-53 существенно лучше, чем у двигателя ГАЗ-21. Это можно объяснить большей жесткостью гильзы и поршня двигателя ЗМЗ-53, а следовательно, меньшими их деформациями в процессе работы и в результате меньшими удельными давлениями на юбку поршня, чем у двигателя ГАЗ-21, деформации гильз которого при сборке достигали значительной величины (до 70—80 мк).

Таким образом, у обоих испытывавшихся двигателей при наибольшей маслосъемности зеркала гильзы, увеличенном зазоре и использовании поршней с термокольцом стабильного устранения задигов деталей цилиндро-поршневой группы достичь не удалось. Вместе с тем отмеченное выше существенное снижение интенсивности схватывания при установке в хромированные гильзы луженых поршней дало основание направить дальнейшие работы по улучшению приработки хромированных гильз на изыскание прирабочных покрытий поршня, удовлетворяющих следующим требованиям: отсутствие склонности к схватыванию с хромом, простота и технологичность нанесения покрытия, достаточная механическая прочность.

По литературным данным, наименьшей склонностью к схватыванию с хромом наряду с баббитом и оловянистой бронзой обладает электролитическая медь. Высокая пластичность этого металла препятствует возникновению очагов схватывания с хромом даже при давлении свыше 1000 кг/см^2 . Кроме того, металлические связи меди с электролитическим хромом неппрочны, что снижает коэффициент трения между ними. Прочное соединение слоя меди с основным металлом, необходимое для эффективного предотвращения задигов, может быть обеспечено за счет применения цианистых электролитов, использование которых для омеднения поршней в условиях крупносерийного производства затруднительно в связи с малой их устойчивостью, необходимостью систематического добавления дорогих цианистых солей и невозможностью вести процесс при значительной плотности тока. Большим недостатком цианистых электролитов является также их ядовитость.

Более простым процессом является омеднение в кислых электролитах, однако при их применении соединение слоя меди с основным металлом имеет меньшую прочность.

С учетом вышеизложенного для проведения стендовых испытаний омеднение серийных и терморегулируемых поршней проводилось в кислых электролитах на опытном заводе НАМИ. Толщина слоя меди составляла 10—15 мк.

Испытания омедненных поршней на обоих моделях двигателей дали положительные результаты. Омедненные поршни при различных монтажных зазорах и маслосъемности зеркала гильзы обеспечивали высокое качество приработки и имели малый износ покрытия.

При их применении заметно снизилась мощность трения двигателей. Вместе с тем в отдельных случаях наблюдалось отслаивание меди в нижней части юбки. Контактное алюминирование сплава с хромом в этих местах приводило к образованию очагов схватывания и задирам зеркала гильзы.

Таким образом, следует считать, что омеднение поршней может обеспечить стабильное устранение задиров хромированных гильз только при условии обеспечения прочного соединения слоя меди с поверхностью юбки.

Одним из покрытий, в значительной степени удовлетворяющим предъявляемым требованиям, является анодирование. Оксидные пленки на алюминиевых сплавах при толщине 20—30 мк обладают высокой твердостью и износостойкостью и имеют большую маслосъемкость. Высокая твердость и большая маслосъемкость оксидной пленки предохраняют юбку поршня от схватывания с хромовым покрытием, а нанесение ее на торцевые поверхности поршневых канавок позволяет существенно уменьшить их износ.

Анодированные поршни устанавливались в двигатели ГАЗ-21 и ЗМЗ-53 с различными зазорами, от нуля до 53 мк. В одну из гильз двигателя ЗМЗ-53 для выявления возможных пределов отклонения монтажных зазоров при сборке анодированный поршень был установлен с натягом 30 мк. Гильзы имели шаг накатки 2 мм.

Испытания показали, что качество приработки деталей цилиндра-поршневой группы всех цилиндров было высоким. При нормальной величине монтажных зазоров износ юбки поршня не превышал 3—5 мк. При натяге 30 мк анодированный поршень обеспечил нормальную приработку хромированной гильзы, однако износ юбки поршня составил при этом 18 мк.

Для определения сроков службы хромированных гильз цилиндров и сопряженных с ними деталей были собраны два двигателя ГАЗ-21. После кратковременной обкатки на стенде они были установлены на легковых автомобилях в 1-м таксомоторном парке г. Москвы для проведения эксплуатационных испытаний.

В хромированные гильзы цилиндров первого двигателя были поставлены луженые опытные терморегулируемые поршни с зазорами 0—0,025 мм. Второй двигатель был укомплектован стандартными анодированными поршнями, установленными в гильзы с зазорами 5—30 мк. Поршни этих двигателей укомплектованы стандартными лужеными чугунными компрессионными и маслосъемными поршневыми кольцами.

Предварительные результаты эксплуатационных испытаний показывают, что темп износа хромированных гильз составляет в среднем 0,5—0,7 мк на 1000 км пробега. Последняя цифра относится к гильзам, работавшим с анодированными поршнями. Это в 2—3 раза меньше темпа износа гильз цилиндров с нирезистовой вставкой. Темп износа поршневых колец уменьшился примерно в 2 раза. Таким образом, на основании проведенных работ можно сделать следующие выводы.

Задиры зеркала гильз цилиндров, покрытых гладким хромом по накатке, возникают вследствие образования очагов схватывания первого рода между алюминиевым сплавом поршня и хромовым покрытием.

Интенсивность схватывания зависит от маслостойкости поверхности гильзы, монтажного зазора в паре поршень — гильза и величины удельного давления, которое в значительной степени определяется конструкцией поршня.

Экспериментальный терморегулируемый поршень с неразрезной юбкой при оптимальной с точки зрения приработки величине зазора и маслостойкости зеркала гильзы обеспечивает улучшение приработки по сравнению с поршнем действующего производства, но все же не устраняет полностью схватывания алюминия с хромом.

Устранение задиров хромированных гильз двигателей ГАЗ-21 и ЗМЗ-53 достигается при работе их с поршнями, имеющими на юбке специальное прирабочное покрытие. Из исследованных видов покрытий полное и стабильное устранение задиров обеспечивается анодированием при некоторой оптимальной толщине оксидной пленки.

Мощность трения двигателя при установке в него хромированных гильз цилиндров снижается примерно на 3—5%.

Износостойкость хромированных гильз цилиндров двигателя ГАЗ-21 значительно выше износостойкости гильз цилиндров с низкорезистой вставкой.

Учитывая высокую стоимость хромированных гильз из-за большой трудоемкости их изготовления и высокой энергоемкости процесса хромирования, целесообразно рекомендовать применение хромированных гильз цилиндров на двигателях автомобилей, работающих в особо тяжелых условиях, гоночных и автомобилей специального назначения.

ЛИТЕРАТУРА

1. Бюллетень «Автоэкспорт», 1966, № 3.
2. Гаражи и гаражное оборудование Экспресс-информация, № 25. М., ВИНТИ, 1965.
3. Лайнер В. И., Кудрявцев Н. Г. Основы гальваностегии. Т. II. М., Металлургиздат, 1963.
4. Школьников Э. М., Левитан М. М. Хромокремнистый сплав для гильз цилиндров автомобильных двигателей. В сб.: «Труды НАМИ», вып. 81. М., 1955.
5. Automotiv Industries, 1956, v. II, № 10.
6. Automobile Engineer, 1939, № 392.

НОВЫЙ МЕТОД РАСЧЕТА ФОРМЫ ПОРШНЕВЫХ КОЛЕЦ ДЛЯ АВТОМОБИЛЬНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Введение

Поршневое кольцо является одной из важнейших деталей, определяющих срок службы двигателя до ремонта и экономичность его работы по расходу моторного масла. Для того, чтобы эти показатели работы двигателя удовлетворяли современным требованиям, поршневые кольца должны эффективно обеспечивать уплотнение камеры сгорания, распределение масла по поверхности цилиндров и съём излишков масла, попадающего на поверхность цилиндров. Между тем поршневые кольца не всегда удовлетворительно выполняют перечисленные функции. Стендовые и эксплуатационные испытания на дорогах автомобильного полигона НАМИ и на дорогах общего пользования показали, что расход масла на угар у отечественных двигателей, оборудованных чугунными маслосъемными кольцами, как правило, выше, чем у однотипных зарубежных.

Главной причиной повышенного расхода моторного масла обычно является низкое качество поршневых колец, связанное с применением устаревшей технологии производства, с использованием устаревшего оборудования и некачественного инструмента.

Расход моторного масла зависит также и от увязки между конструктивными особенностями гильз и блоков цилиндров двигателя и применяемыми методами формообразования поршневых колец. В СССР теория и методы расчета поршневых колец были разработаны в трудах проф. Б. Я. Гинцбурга в 1945 г. [1]; естественно, что за истекшее время конструкция автомобильных двигателей претерпела определенные изменения и это должно найти отражение в методике расчета поршневых колец.

Выбор закона распределения давлений кольца на поверхность цилиндра

Отечественные форсированные автомобильные двигатели последних моделей имеют, как правило, сменные гильзы цилиндров с относительно небольшой жесткостью, для которых характерно возникновение в рабочих условиях повышенных деформаций.

Поэтому важнейшим свойством поршневых колец, определяющим эффективную компрессию, равномерное распределение смазки по рабочей поверхности цилиндров и умеренный расход моторного масла на угар, становится их способность плотно прилегать к поверхности цилиндров, имеющих некруглую форму. Такая способность колец называется приспособляемостью.

Из данного понятия очевидно, что приспособляемость тем лучше, чем больше силы, прижимающие кольцо к поверхности цилиндра, и чем меньше жесткость кольца на изгиб. В силу этих соображений приспособляемость поршневых колец может быть характеризована следующим соотношением:

$$\gamma = \frac{\int_0^{\pi} b p r_m d\varphi}{G} = \frac{b r_m}{G} \int_0^{\pi} p d\varphi, \quad (1)$$

где p — давление поршневого кольца на стенку цилиндра в данной точке;

φ — угловая координата;

b — высота кольца по образующей;

r_m — радиус средней линии кольца, вставленного в цилиндр;

G — жесткость кольца на изгиб.

Величину γ назовем коэффициентом приспособляемости колец.

Известно понятие среднего давления кольца

$$p_c = \frac{\int_0^{2\pi} p d\varphi}{2\pi} = \frac{\int_0^{\pi} p d\varphi}{\pi},$$

так как эпюра радиальных давлений кольца всегда симметрична относительно диаметра, проходящего через замок.

Отсюда следует, что

$$\gamma = \frac{b r_m}{G} p_c \pi = \frac{P_{\tau} \pi}{G}, \quad (2)$$

где P_{τ} — тангенциальное усилие, которое нужно приложить к концам поршневого кольца для того, чтобы свести их на величину $(S - \Delta) \cong S$, где, в свою очередь, S — раствор замка в свободном состоянии.

Жесткость кольца \hat{G} можно охарактеризовать отношением тангенциального усилия к максимальной стреле прогиба от него, т. е. к величине раствора замка:

$$G = \frac{P_{\tau}}{S}.$$

Чтобы получить относительную жесткость G_u , удобную для сравнения колец разного диаметра, величину S заменим относительным раствором замка, равным $\frac{S}{2r}$, в результате чего имеем:

$$G_u = \frac{2P_{\tau}r_m}{S}. \quad (3)$$

Поскольку

$$S = 3\pi \frac{P_{\tau}r_m^2}{EI}, \quad (4)$$

где E — модуль упругости материала кольца;

I — момент инерции поперечного сечения кольца, то, решая совместно уравнения (2) — (4), найдем

$$\gamma = \frac{3P_{\tau}\pi^2r_m^2}{2EI} = \frac{\pi S}{D-t}, \quad (5)$$

где D — диаметр цилиндра;

t — радиальная толщина кольца.

В настоящее время считается установленным, что компрессионные поршневые кольца должны иметь повышенное давление в зоне замка. Это необходимо для того, чтобы надежно предотвратить прорыв газов между рабочей поверхностью кольца и цилиндром, вследствие чего может произойти отрыв кольца от цилиндра, а также имеет целью компенсировать усиленный износ концов кольца в связи с худшими условиями смазки в зоне замка. Преднамеренное создание неравномерного давления кольца на поверхность цилиндра называется коррегированием давлений.

Проведем сопоставление приспособляемости поршневых колец, имеющих разные эпюры распределения радиальных давлений при одинаковой коррекции давлений, т. е. при одинаковом отношении минимального давления p_{\min} к среднему давлению p_c .

Ниже рассматриваются следующие типы колец:

- 1) с эпюрой распределения давлений, симметричной относительно оси, проходящей через замок («грушевидная» эпюра);
- 2) с эпюрой, симметричной относительно двух осей, проходящей через замок и ей перпендикулярной (овальная эпюра).

При этом кольца, стянутые гибкой лентой, могут иметь положительную овальность, когда большой диаметр проходит через замок, или же отрицательную, когда через замок проходит меньший диаметр.

Из уравнения (5) видно, что коэффициент приспособляемости прямо пропорционален величине раствора замка S . Максимальное значение S ограничивается, однако, величиной допустимых рабочих напряжений в материале кольца.

Допустимые рабочие напряжения σ_d могут быть выражены различными соотношениями (по литературным данным).

1. Для кольца с эпюрой давления, симметричной относительно оси, проходящей через замок [1],

$$\sigma_d = 0,396Z, \quad (6)$$

где
$$Z = \frac{EtS}{(D-t)D}. \quad (7)$$

Расчет проводился при $p_{\min} = 0,454 p_c$.

2. Для кольца с эпюрой, симметричной относительно обеих осей, σ_d имеет иное значение.

Возьмем, например, кольцо, у которого распределение давления подчиняется следующему закону [2]:

$$p_\varphi = p_c + Y p_c \cos 2\varphi. \quad (8)$$

Если положить, как и в предыдущем случае $p_{\min} = 0,454 p_c$, то $Y = 1 - 0,454 = 0,546$.

Тогда максимальный изгибающий момент, действующий в сечении против замка,

$$M_m = P_\tau r_m \int_0^\pi (1 \pm 0,546 \cos 2\varphi) \sin \varphi d\varphi.$$

Знак $+$ относится к кольцам с положительной овальностью, в этом случае после интегрирования $M_m = 1,63 P_\tau r_m$.

Знак $-$ относится к кольцам с отрицательной овальностью, в этом случае $M_m = 0,36 P_\tau r_m$.

С учетом формулы (4) допустимое напряжение для кольца с положительной овальностью

$$\sigma_d = \frac{M_m t}{2I} = 0,364Z, \quad (9)$$

для кольца с отрицательной овальностью

$$\sigma_d = 0,526Z. \quad (10)$$

Решая уравнение (5) совместно с уравнениями (6), (7), (9) и (10), получим следующие выражения коэффициентов приспособляемости для рассматриваемых типов поршневых колец:

с грушевидной эпюрой $\gamma_A = 2,52 k$;

с овальной эпюрой $\gamma_B = 2,80 k$;

с отрицательной овальностью $\gamma_B = 1,88 k$,

где

$$k = \frac{\sigma_d \pi D}{Et}.$$

Таким образом, из рассмотренных типов колец одинаковых размеров, изготовленных из одного материала, имеющих одинаковую коррекцию давлений, но отличающихся друг от друга по характеру распределения давления, наилучшую приспособляемость имеют кольца с положительной овальностью с эпюрой давлений, симметричной относительно двух взаимно перпендикулярных осей, а худшую — кольца с отрицательной овальностью.

Исходя из полученных результатов, для расчета формы поршневых колец выбираем эпюру распределения давлений, симметричную относительно двух взаимно перпендикулярных осей. В связи с этим отметим, что у колец с «грушевидной» эпюрой зона минимальных давлений находится на расстоянии примерно 30° от замка. Аналогичная зона у колец с овальной эпюрой расположена на расстоянии 90° от замка. Соответственно удалена от замка и зона наиболее вероятных неплотностей, вследствие чего возможность отрыва кольца от поверхности цилиндра под действием давления прорвавшихся через неплотности газов менее вероятна. Это является дополнительным преимуществом колец выбранного типа.

Расчет формы компрессионных поршневых колец в свободном состоянии

Одной из разновидностей колец, имеющих эпюру давлений, симметричную относительно двух взаимно перпендикулярных осей, является кольцо, которое, будучи сжато гибкой лентой, принимает форму эллипса.

Такое кольцо обладает рядом расчетных и технологических преимуществ, в силу чего оно и рассматривается ниже.

Расчет перемещений точек кольца при переходе его из свободного в сжатое состояние удобно осуществлять с помощью следующего искусственного приема:

1) в полярной системе координат определить перемещения U , которые претерпевают точки упругой линии кольца при обжатии его гибкой лентой;

2) подсчитать аналогичные перемещения V при последующем введении кольца, обжатого лентой в цилиндр двигателя;

3) определить суммарные приращения $W = U + V$ радиус-векторов точек кольца при переходе его из свободного состояния в рабочее (фиг. 1).

Для определения перемещений U воспользуемся известным уравнением

$$M = \frac{EI}{r^2} \left(U + \frac{d^2 U}{d\varphi^2} \right), \quad (11)$$

где M — изгибающий момент;

r — радиус-вектор упругой линии кольца, стянутого лентой, в данной точке.

Ввиду малой разности в длине большой и малой осей эллипса, форму которого принимает кольцо, стянутое лентой (для колец автомобильных двигателей эта разность не превышает 0,6—0,7 мм), с приемлемым приближением можно считать $r = r_m$. Тогда изгибающий момент

$$M = P_{\tau} r_m (1 + \cos \varphi),$$

где r_m — радиус упругой линии кольца, установленного в цилиндр двигателя.

Исследования показывают, что модуль упругости материала чугуновых поршневых колец по периметру непостоянен: в направлении от замка к спинке он увеличивается. Это объясняется спецификой условий охлаждения чугуна при отливке колец, определяющей неравномерность его микроструктуры.

С удовлетворительным приближением характер изменения модуля упругости по периметру кольца может быть принят линейным, т. е. если у замка модуль равен E_0 , то в любом сечении модуль $E = E_0 (1 + a\varphi)$.

При решении уравнение (11) принимает следующий вид:

$$U = A \cos \varphi + B \sin \varphi + \frac{r_m^2}{EI} \sin \varphi \int M \cos \varphi d\varphi - \frac{r_m^2}{EI} \cos \varphi \int M \sin \varphi d\varphi.$$

После подстановки значений M и E и выполнения интегрирования можно вычислить постоянные A и B .

Постоянную A легко найти, если начало координат выбрано так, что перемещения у замка и спинки кольца одинаковы, т. е.

$$U_0 = U_{\pi}.$$

При этом получим:

$$A = \left(\frac{1}{4} - \frac{5}{8} a\pi \right) \frac{P_{\tau} r_m^3}{E_0 I}.$$

Постоянную B определим из условия, что при $\varphi = 0$ $\frac{dU}{d\varphi} = 0$, так как в точке $\varphi = 0$ имеет место экстремум функции $U = f(\varphi)$.

Используя это условие,

$$B = \frac{P_r r_m^3}{2E_0 I} \left(\pi - \frac{9}{4} a \right).$$

Выполнив подстановку постоянных A и B , после преобразований получим следующее соотношение для определения перемещений U :

$$U = \frac{P_r r_m^3}{E_0 I} \left[0,5 \sin \varphi (\varphi - 2,5a) + \frac{a}{4} \cos \varphi \left(\varphi + \frac{3\pi}{2} \right) - a(\pi - \varphi) + 1 \right]. \quad (12)$$

Очевидно без доказательства, что перемещения V , в свою очередь, составляют:

$$V = r - r_m. \quad (13)$$

С целью выполнения дальнейших преобразований запишем в общем виде уравнение эллипса в полярных координатах:

$$r = r_1 \left(1 + \frac{e}{4r_1} \cos 2\varphi \right),$$

где r — радиус-вектор любой точки эллипса;

r_1 — радиус-вектор для точки эллипса при $\varphi = 45^\circ$;

e — эксцентриситет эллипса.

Если выполнить поршневое кольцо так, чтобы удовлетворялось равенство $r_1 = r_m$, то уравнение (13) примет следующий вид:

$$V = \frac{e}{4} \cos 2\varphi.$$

Полное приращение радиус-векторов точек кольца при переходе его из рабочего состояния в свободное составит:

$$W = U + V = \frac{P_r r_m^3}{E_0 I} \left[0,5 \sin \varphi (\varphi - 2,5a) + \frac{a}{4} \cos \varphi \left(\varphi + \frac{3}{2} \pi \right) - a(\pi - \varphi) + 1 \right] + \frac{e}{4} \cos 2\varphi. \quad (14)$$

Угол η (см. фиг. 1), на который смещается радиус-вектор точки кольца при переходе его из рабочего состояния в свободное, определим таким образом:

$$\eta = \frac{1}{r_m} \int W d\varphi = \frac{P_r r_m^2}{E_0 I} \left[\varphi \left(\frac{\varphi}{4} \sin \varphi - 0,5 \cos \varphi + \frac{a}{2} \varphi + 1 - a\pi \right) + \sin \varphi \left(0,5 + \frac{3}{8} a\pi \right) + 1,5a (\cos \varphi - 1) \right] + \frac{e}{8r_m} \sin 2\varphi. \quad (15)$$

Если положить $\varphi = \pi$, то

$$\eta_\pi = \frac{P_r r_m^2}{E_0 I} \pi \left[1,5 - a \left(\frac{\pi}{2} + 3 \right) \right].$$

Отсюда можно вычислить величину раствора S замка кольца в свободном состоянии:

$$S = 2\eta_{\pi} r_m = 3\pi \frac{P_{\tau} r_m^3}{E_0 J} (1 - 0,537\pi a). \quad (16)$$

В случае, когда модуль упругости $E = \text{const}$,

$$S = 3\pi \frac{P_{\tau} r_m^3}{E_0 J}.$$

Определим теперь радиальное давление p кольца на стенку цилиндра, которое составляет:

$$p = p_0 + p_{\varphi},$$

где p_0 — равномерное давление кольца, обжатого гибкой лентой;
 p_{φ} — дополнительное переменное давление, возникающее при введении кольца в цилиндр.

Из общей теории поршневых колец известно, что

$$p_{\varphi} = \frac{1}{r_m^2 b} \left(M_{\varphi} + \frac{d^2 M_{\varphi}}{d\varphi^2} \right); \quad (17)$$

$$M_{\varphi} = EI \left(\frac{1}{r_m} - \frac{1}{R_{\varphi}} \right), \quad (18)$$

где R_{φ} — радиус кривизны упругой линии кольца (в данном случае радиус кривизны эллипса).

Из формулы (18) следует, что

$$M_{\varphi} = -\frac{3}{4} e \frac{I}{r_m^3} E_0 (1 + a\varphi) \cos 2\varphi.$$

Тогда с учетом формулы (17) получим:

$$p_{\varphi} = \frac{3}{4} e \frac{I}{br_m^4} E_0 [3\cos 2\varphi + a(3\varphi \cos 2\varphi + 4\sin 2\varphi)]. \quad (19)$$

Для случая, когда модуль упругости постоянный,

$$p_{\varphi} = \frac{9}{4} e \frac{IE}{br_m^4} \cos 2\varphi.$$

На фиг. 2 показаны эпюры давлений кольца при различных значениях эксцентриситета e . Замок кольца находится в точке 180° . На концентрических окружностях отмечены величины давлений p_{φ} в $\kappa\Gamma/\text{см}^2$.

Для того, чтобы кольцо в цилиндре прилегало без просвета, необходимо, чтобы давление по периметру кольца нигде не было

бы отрицательным, т. е. должно соблюдаться следующее условие:

$$p_{\varphi \min} + p_c \geq 0,$$

где $p_{\varphi \min}$ — минимальное давление по периметру кольца.

Из уравнения (19) видно, что при $\varphi = \frac{\pi}{2}$

$$p_{\varphi \min} = -\frac{9}{4} e \frac{I}{r_m^4 b} E_0 \left(1 + a \frac{\pi}{2} \right).$$

Из последнего уравнения получим:

$$p_c \geq \frac{9}{4} e \frac{I}{r_m^4 b} E_0 \left(1 + \frac{a}{2} \pi \right);$$

$$e = \frac{4}{9} \cdot \frac{P_T r_m^3}{E_0 I \left(1 + \frac{a}{2} \pi \right)}, \quad (20)$$

где e — наибольшая теоретическая эллипсность кольца, допустимая по условию плотного прилегания к поверхности цилиндра.

Из уравнения (20) видно, что чем больше величина тангенциального усилия P_T (или пропорционального ему среднего давления p_c), тем выше может быть допущено значение эллипсности.

Максимальное давление $p_{\varphi \max}$ имеет место при $\varphi = \pi$:

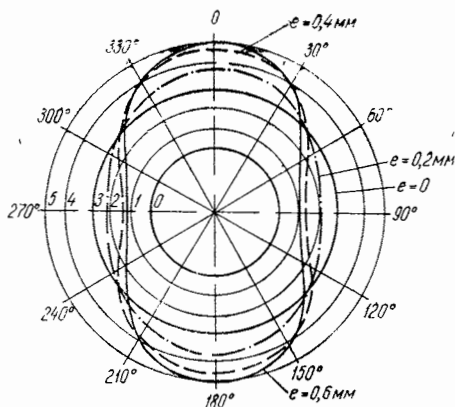
$$p_{\varphi \max} = \frac{9}{4} e \frac{I}{r_m^4 b} E_0.$$

Теоретическое максимально допустимое отношение давления у замка к среднему давлению составляет:

$$q = \frac{p_{\varphi \max} + p_c}{p_c} = \frac{1}{1 + \frac{a}{2} \pi} + 1 \approx 2.$$

Уравнение (20) позволяет определить максимальную теоретическую эллипсность кольца, сжатого гибкой лентой.

Однако, учитывая неизбежность производственных отклонений, которые могут привести к появлению колец с эллипсностью, превышающей e , при расчете следует вводить коэффициент запаса K , его, как показывает практика, целесообразно принимать равным 0,8—0,6.



Фиг. 2. Эпюра удельных давлений при различных значениях величины эллипсности e .

Тогда допустимая величина эллипсности

$$e_d = Ke. \quad (21)$$

Большие значения коэффициента следует применять при расчете колец, которые предполагается изготавливать на заводах с совершенным технологическим процессом отливки и механической обработки.

Для дальнейших преобразований определим отношение $\frac{e}{S}$ из уравнений (16) и (20):

$$\frac{e}{S} \leq \frac{4}{27(\pi - 5,3a) \left(1 + \frac{a}{2}\pi\right)}. \quad (22)$$

Неравенство (22) определяет необходимое условие прилегания без просвета, показывая, что отношение эллипсности кольца, обжатого лентой, к величине раствора замка в свободном состоянии должно быть строго определенным.

Если указанное соотношение в процессе производства нарушается, то это приводит к появлению колец с просветом.

Таким образом, в процессе производства желательно корректировать величину раствора замка в соответствии с фактической эллипсностью колец с тем, чтобы удовлетворялось неравенство (22). С учетом формул (16), (21) и (22) уравнения (14) и (15) принимают следующий вид:

$$W = \frac{S}{3(\pi - 5,3a)} \left[\frac{1}{2} \sin\varphi \left(\varphi - \frac{5}{2}a\right) + \frac{a}{4} \cos\varphi \left(\varphi + \frac{3}{2}\pi\right) - a(\pi - \varphi) + 1 + \frac{0,111K\cos 2\varphi}{1 + \frac{a}{2}\pi} \right]; \quad (23)$$

$$\eta = \frac{S}{1,5(\pi - 5,3a)(D - t)} \left[\varphi \left(\frac{a}{4} \sin\varphi - \frac{1}{2} \cos\varphi + \frac{a}{2}\varphi + 1 - a\pi \right) + \sin\varphi \left(\frac{1}{2} + \frac{3}{8}\pi a \right) + 1,5a(\cos\varphi - 1) + \frac{0,055K\sin 2\varphi}{1 + \frac{a}{2}\pi} \right]. \quad (24)$$

Для удобства построения формы кольца в свободном состоянии, чтобы не пользоваться поправочными углами η , находят приращения Δ радиус-векторов точек осевой линии кольца, отложенные непосредственно по углам φ [2]:

$$\Delta = W + \eta \frac{dW}{d\varphi}.$$

Для частного случая, когда $E = \text{const}$ ($a\pi = 0$), получим:

$$\Delta = W + \eta \frac{dW}{d\varphi} = \frac{P_{\tau} r_m^3}{EI} \left\{ \frac{\varphi}{2} \sin\varphi + 1 + \frac{K}{9} \cos 2\varphi + \frac{P_{\tau} r_m^2}{2EI} \left[\varphi^2 \cos\varphi (1 - 0,5 \cos\varphi) + K \sin 2\varphi \left(0,278 \varphi \cos\varphi - \frac{4}{9} \varphi - \frac{1}{6} \sin\varphi - 0,0247 K \sin 2\varphi \right) + \sin\varphi (\varphi + 0,5 \sin\varphi) \right] \right\}. \quad (25)$$

Величины радиус-векторов ρ точек рабочей поверхности кольца могут быть найдены из следующего соотношения:

$$\rho = \Delta + \frac{D}{2},$$

где D — диаметр цилиндра.

При этом, если расчет проводится с целью построения копира для обработки поршневых колец, то для компенсации остаточной деформации, получающейся в процессе обработки, величину раствора замка, полученную при расчете, следует увеличить на 15—20%.

В таблице приведены результаты расчета величин радиус-векторов для компрессионных чугунных поршневых колец основных моделей отечественных карбюраторных двигателей. Расчеты выполнены на ЭЦВМ «Минск-22».

Т а б л и ц а

Величины радиус-векторов рабочей поверхности компрессионных поршневых колец в свободном состоянии для бензиновых двигателей

φ°	Модель двигателя				
	МЗМА-408	МЗМА-412	ЗМЗ-21 и ЗМЗ-53	ЗИЛ-130	ЗИЛ-375
0	39,365	42,481	47,661	51,805	55,967
4	39,367	42,483	47,664	51,808	55,970
8	39,375	42,492	47,673	51,818	55,981
12	39,387	42,505	47,688	51,835	55,999
16	39,404	42,524	47,710	51,858	56,024
20	39,426	42,549	47,737	51,888	56,056
24	39,453	42,578	47,770	51,924	56,094
28	39,484	42,612	47,809	51,965	56,139
32	39,520	42,651	47,852	52,013	56,181
36	39,556	42,695	47,901	52,066	56,246
40	39,601	42,742	47,954	52,124	56,308
44	39,648	42,793	48,011	52,186	56,375
48	39,697	42,848	48,072	52,252	56,447
52	39,750	42,905	48,136	52,322	56,521

Продолжение таблицы

φ°	Модель двигателя				
	МЗМА-408	МЗМА-412	ЗМЗ-21 и ЗМЗ-53	ЗИЛ-130	ЗИЛ-375
56	39,803	42,964	48,203	52,394	56,600
60	39,859	43,025	48,272	52,469	56,680
64	39,915	43,088	48,341	52,545	56,762
68	39,973	43,150	48,412	52,621	56,844
72	40,030	43,213	48,482	52,697	56,926
76	40,086	43,274	48,551	52,772	57,007
80	40,140	43,334	48,617	52,845	57,086
84	40,192	43,391	48,681	52,914	57,161
88	40,241	43,444	48,741	52,979	57,231
92	40,286	43,493	48,796	53,039	57,296
96	40,326	43,537	48,845	53,092	57,354
100	40,361	43,574	48,887	53,138	57,404
104	40,389	43,605	48,921	53,175	57,445
108	40,410	43,627	48,947	53,203	57,475
112	40,427	43,641	48,962	53,219	57,494
116	40,428	43,645	48,967	53,224	57,500
120	40,423	43,639	48,960	53,217	57,492
124	40,408	43,622	48,941	53,196	57,470
128	40,382	43,593	48,909	53,161	57,432
132	40,345	43,552	48,863	53,111	57,379
136	40,297	43,499	48,803	53,046	57,309
140	40,237	43,432	48,729	52,965	57,222
144	40,165	43,353	48,640	52,868	57,117
148	40,081	43,261	48,537	52,756	56,996
152	39,985	43,156	48,419	52,628	56,857
156	39,878	43,038	48,287	52,485	56,702
160	39,760	42,909	48,142	52,327	56,503
164	39,631	42,767	47,983	52,154	56,343
168	39,491	42,615	47,813	51,969	56,142
172	39,343	42,453	47,631	51,771	55,927
176	Замок	Замок	Замок	Замок	Замок
180	Замок	Замок	Замок	Замок	Замок

В соответствии с этими расчетами на Мичуринском заводе поршневых колец были изготовлены опытные партии колец для двигателя ЗИЛ-130. Одновременно в сопоставимых условиях изготовлялась партия колец по форме, принятой в серийном производстве.

В результате проведенных лабораторных испытаний упомянутых партий было установлено, что с применением нового метода расчета отсева колец в брак по просветности в калибре уменьшается в два раза. Этот факт свидетельствует о лучшей прилегаемости колец новой формы по сравнению с серийными и подтверждает изложенные выше теоретические положения.

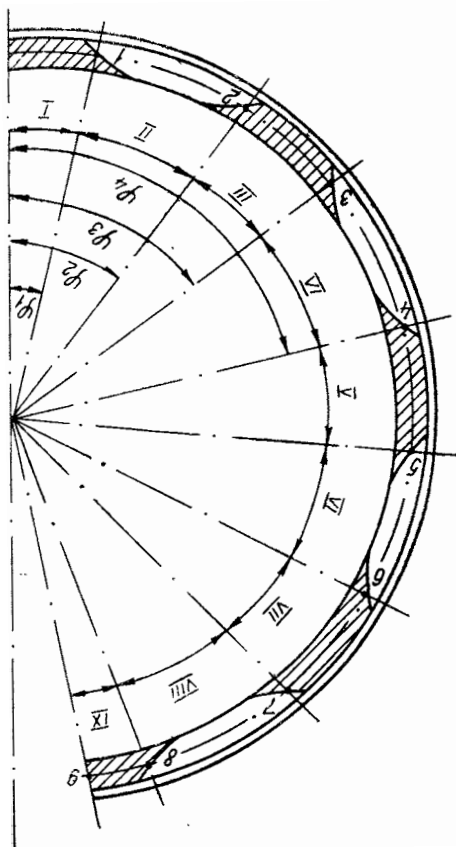
Расчет формы маслосъемных поршневых колец

В настоящее время на заводах автомобильной промышленности маслосъемные поршневые кольца обтачиваются по копирам, рассчитанным для компрессионных колец. Между тем форма в свободном состоянии маслосъемного кольца, имеющего ряд дренажных прорезей и соответственно неодинаковый момент инерции в разных сечениях, должна отличаться от формы компрессионного кольца. Кроме этого, маслосъемные кольца нет необходимости выполнять с корригированным давлением, так как все сказанное выше об особенностях работы компрессионных колец в зоне замков маслосъемным кольцам не относится.

В технической литературе отсутствует описание каких-либо методов расчета маслосъемных колец с учетом их отмеченных выше особенностей, хотя изготовление таких колец по форме, рассчитанной для компрессионных колец, приводит к повышенному расходу моторного масла в двигателе и к снижению срока службы всего комплекта.

Ниже приводится метод расчета маслосъемных поршневых колец, учитывающий наличие в них дренажных окон и обеспечивающий получение колец равномерного давления при переменном модуле упругости по периметру кольца. Маслосъемное кольцо в свободном состоянии, разбитое на участки I, II, III и т. д., изображено на фиг. 3. На участках с нечетными порядковыми номерами сечения сплошные, и момент инерции их равен I_1 . На участках с четными порядковыми номерами сечения кольца ослаблены дренажными окнами, и момент инерции их равен I_2 .

Допускаем, что на протяжении каждого участка момент инерции сечения остается постоянным (не учитываем влияния переходов от прорезей к сплошному сечению). Данное допущение значительно упрощает последующие расчеты. Получаемая при этом некото-



Фиг. 3. Схема разбивки маслосъемного кольца на расчетные участки.

рая неточность расчетной формы кольца в зонах перехода от участка к участку в процессе изготовления копира почти полностью устраняется при сглаживании граненостей.

Для построения формы кольца в свободном состоянии будем искать приращения Δ последовательно по участкам, используя соотношение $\Delta = U + \frac{dU}{d\varphi} \cdot \frac{1}{r_m} \int U d\varphi$ и уравнение (12).

Приращение на участке I можно рассчитать, подставив в формулу (12) значение $I=I_1$. Общее приращение X на участке II и последующих представляет собой алгебраическую сумму из нескольких составляющих. В частности, на участке II суммарное приращение

$$X_{II} = \Delta_1' - \Delta_1'' + \delta_{II},$$

где Δ_1' — приращение в точке I, полученное при подстановке в формулу (12) значения $I=I_1$, $\varphi = \varphi_1$;

Δ_1'' — приращение в точке I, полученное при подстановке $I=I_2$, $\varphi = \varphi_1$;

δ_{II} — текущие значения приращений на II участке ($I=I_2$, $\varphi = \text{var}$).

Здесь и в последующем индекс ' означает, что при вычислении принято $I=I_1$, индекс '' — что при вычислении принято $I=I_2$.

На любом n -м или $(n+1)$ -м участках, где n — четное число, суммарные приращения рассчитываются по формулам:

$$X_n = \Delta_1' - \Delta_1'' + \Delta_2'' - \Delta_2' + \dots + \Delta_{n-1}' - \Delta_{n-1}'' + \delta_n; \quad (26)$$

$$X_{n+1} = \Delta_1' - \Delta_1'' + \Delta_2'' - \Delta_2' + \dots + \Delta_n'' - \Delta_n' + \delta_{n+1}, \quad (27)$$

где Δ_i' и Δ_i'' — приращения в любой точке i , полученные при подстановке в формулу (12) значений $\varphi = \varphi_i$, $I=I_1$ и $I=I_2$ соответственно индексам ' и '';

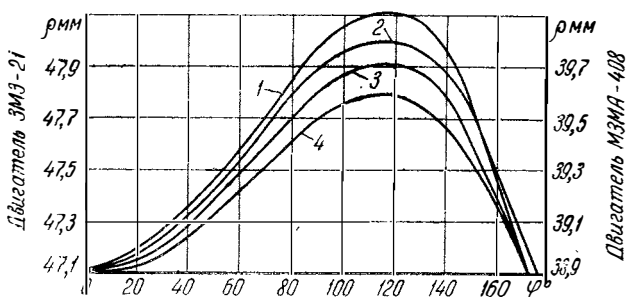
δ — текущие значения приращений на n -м или $(n+1)$ -м участках (при $\varphi = \text{var}$).

Радиус-вектор любой точки наружной (рабочей) поверхности кольца в свободном состоянии определяется так:

$$\rho = X + \frac{D}{2}.$$

На фиг. 4 приведены радиус-векторы точек рабочих поверхностей маслосъемных и компрессионных колец двигателей МЗМА-408 и ГАЗ—ЗМЗ-21. Для сопоставимости результатов расчета исходные значения величин зазора замков в свободном состоянии маслосъемных и компрессионных колец одноименных двигателей были взяты одинаковыми. Как видно из фиг. 4, разница в приращениях радиус-векторов контуров маслосъемных и компрессионных колец достигает 10%.

При расчетах формы маслосъемных колец необходимо учитывать, что в тех случаях, когда она в свободном состоянии опреде-



Фиг. 4. Величины радиус-векторов точек рабочей поверхности маслосъемных (1, 3) и компрессионных (2, 4) колец двигателей ЗМЗ-21 и МЗМА-408.

ляется для построения копира, величину тангенциального усилия P_T для компенсации остаточных деформаций при механической обработке следует увеличить на 15—20%.

Расчет пресс-формы для изготовления заготовок металлокерамических колец

Изготовление поршневых колец из металлокерамических материалов в настоящее время осуществляется следующим образом: круглая заготовка кольца разрезается, разводится в замке и подвергается термофиксации на шпонке. При этом, как известно, получается кольцо с равномерным давлением, что не удовлетворяет современным требованиям повышенного давления у замка. Добиться необходимого распределения давлений можно путем термофиксации эллипсной заготовки.

Неравенство (22) позволяет определить эллипсность, которую должна иметь пресс-форма для получения такой заготовки кольца заданной размерности, модуля упругости и удельного давления.

Так как модуль упругости металлокерамического кольца не изменяется по периметру, то неравенство (22) принимает следующий вид:

$$e \leq \frac{4S}{27\pi} \quad (28)$$

Обработка пресс-форм для изготовления заготовок колец может производиться на универсальном токарном станке следующим образом. Матрица (или пуансон) пресс-формы укрепляется в зажимном приспособлении на суппорте станка. Резец устанавливается на планшайбе на расстоянии от оси шпинделя

$$r_2 = \frac{1}{2} D_2 = \frac{1}{2} (D + n - e),$$

где D_2 — малая ось эллипса;
 D — диаметр цилиндра двигателя;
 n — припуск на механическую обработку металлокерамического кольца по наружному диаметру.

Величина эллипсности e вычисляется по уравнению (28) с учетом формулы (21). Необходимая форма обтачиваемой детали с большей осью эллипса, равной D_1 , и меньшей осью, равной D_2 , получается за счет подачи суппорта под углом α к оси шпинделя. Изменяя угол подачи суппорта, можно получить любое соотношение между осями эллипса D_1 и D_2 в соответствии со следующим уравнением:

$$\cos \alpha = \frac{D_2}{D_1} = \frac{D + n - e}{D + n + e}.$$

Изготовленные на полученной таким образом пресс-форме заготовки колец после термофиксации на шпонке и обработки в сжатом состоянии по кругу примут в свободном состоянии форму, которая может быть рассчитана по уравнению (25).

Выводы

Предлагаемый метод расчета формы колец по сравнению с уже существующими методами характеризуется следующими особенностями:

1) учитывает конструкцию новых моделей двигателей, в частности относительно малую жесткость гильз цилиндров и хромирование поршневых колец;

2) учитывает изменение величины модуля упругости по периметру чугунного кольца, что снижает брак колец по просвету в калибре;

3) позволяет определить допустимые эллипсность и соответствующую величину зазора замка в свободном состоянии, при котором кольцо полностью прилегает к цилиндру;

4) позволяет производить расчеты маслосъемных колец с учетом особенностей их конструкции, что способствует созданию хорошей прилегаемости колец и, следовательно, совершенной их работы по распределению и съему излишков масла;

5) позволяет осуществлять изготовление поршневых колец с заданной эпюрой давлений путем термофиксации на шпонке эллипсной заготовки, изготовленной на универсальном оборудовании методом подачи изделия под углом к плоскости вращения режущего инструмента.

ЛИТЕРАТУРА

1. Гинцбург Б. Я. Теория и расчет поршневых колец. М., Машгиз, 1945.
2. Энглиш К. Поршневые кольца, т. I. Пер. с немецкого. М., 1962.

МЕТОДИКА ТЕПЛОВОГО РАСЧЕТА И ОПТИМИЗАЦИИ НЕКОТОРЫХ ПАРАМЕТРОВ ЦИКЛА ДВИГАТЕЛЯ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Особенностью методики теплового расчета двигателя внутреннего сгорания, которая используется в отделе двигателей НАМИ, является непосредственное решение дифференциальных уравнений, отражающих отдельные физические процессы. Цикл двигателя рассчитывается без подразделения на отдельные такты. Различия в физических процессах, из которых состоит цикл, осуществляется соответствующим изменением расчетных уравнений.

Данный тепловой расчет учитывает теплопередачу, конечную длительность процесса выделения тепла и его зависимость от времени, утечки заряда через уплотнительные кольца, выпуск рабочего тела при открытом выпускном клапане и впуск рабочего тела при открытом впускном клапане. При расчете процессов смены рабочего тела учитываются действительные проходные сечения клапанов двигателя. Волновые явления в системе впуска и выпуска не учитываются.

Все перечисленные выше термодинамические и газодинамические процессы, а также изменение теплоемкостей и явления диссоциации отражаются на величине среднего индикаторного давления.

Среднее эффективное давление отличается в расчете от среднего индикаторного давления только на величину механических потерь.

При расчете вычисляются мгновенные значения потерь трения. Потери учитываются отдельно: на трение поршня, на трение колец и интегрально все остальные.

Тепловой расчет сводится к решению ряда дифференциальных уравнений, описывающих следующие параметры:

потери тепла

$$\frac{dQ_{\text{пот}}}{d\varphi} = \beta_0 \frac{\sqrt[3]{p^2 T}}{n} (T - T_{\text{ср}}) F; \quad (1)$$

среднее эффективное давление

$$\frac{dp_e}{d\varphi} = (p - p_{\text{тр}}) \frac{dV}{V_h d\varphi}; \quad (2)$$

среднее индикаторное давление

$$\frac{dp_i}{d\varphi} = p \frac{dV}{V_h d\varphi}; \quad (3)$$

число молей рабочего тела в цилиндре

$$\frac{dM}{d\varphi} = \frac{dM_{\text{вп}}}{d\varphi} + \frac{dM_{\text{вып}}}{d\varphi} + \frac{dM_{\text{уг}}}{d\varphi} + \frac{dM_{\text{ср}}}{d\varphi}; \quad (4)$$

давление во впускном трубопроводе

$$\frac{dp_{\text{вп}}}{d\varphi} = \frac{RT_{\text{вп}}}{6n V_{\text{вп}}} \left[\left(\frac{dG}{dt} \right)_{\text{др}} - \left(\frac{dG}{dt} \right)_{\text{вп}} \right]; \quad (5)$$

давление в цилиндре

$$\frac{dp}{d\varphi} = -k \frac{pdV}{V d\varphi} + \frac{k+1}{AV} \left[\frac{dQ_{\text{ср}}}{d\varphi} + \frac{dQ_{\text{пот}}}{d\varphi} + \frac{dI_{\text{вп}}}{d\varphi} + \frac{dI_{\text{вып}}}{d\varphi} + \frac{dI_{\text{ср}}}{d\varphi} \right]; \quad (6)$$

давление в межкольцевых объемах

$$\frac{dp_a}{d\varphi} = \frac{RT_{\text{п}}}{6n V_{\text{м.к}}} \left[\left(\frac{dG}{dt} \right)_a - \left(\frac{dG}{dt} \right)_б \right]; \quad (7)$$

$$\frac{dp_б}{d\varphi} = \frac{RT_{\text{п}}}{6n V_{\text{м.к}}} \left[\left(\frac{dG}{dt} \right)_б - \left(\frac{dG}{dt} \right)_в \right] \quad (8)$$

и т. д. (всего уравнений для давлений в межкольцевых объемах $n - 1$, где n — число колец),

где p — давление в цилиндре двигателя;

T — температура в цилиндре двигателя;

V — объем цилиндра;

φ — угол поворота коленчатого вала;

M — число молей рабочего тела в цилиндре;

n — число оборотов коленчатого вала;

F — площадь теплопередающей поверхности;

β_0 — коэффициент теплопередачи;

$Q_{\text{пот}}$ — количество потерянного тепла;

- p_e — среднее эффективное давление;
 p_i — среднее индикаторное давление;
 $p_{тр}$ — мгновенное значение давления трения;
 V_h — рабочий объем цилиндра;
 $M_{вп}$ — число молей, поступивших через впускной клапан;
 $M_{вып}$ — число молей, поступивших через выпускной клапан;
 $M_{ут}$ — утечка — число молей, потерянных через кольца;
 $M_{сг}$ — увеличение числа молей при сгорании;
 $p_{вп}$ — давление во впускном трубопроводе;
 $T_{вп}$ — температура воздуха во впускном трубопроводе;
 $V_{вп}$ — объем впускного трубопровода;
 $\left(\frac{dG}{dt}\right)$ — расход воздуха через дроссель, впускной клапан или рабочей смеси через кольца;
 $T_{п}$ — температура поршня и газов в межкольцевых зазорах;
 $V_{м.к}$ — объем между кольцами;
 $Q_{сг}$ — тепловой эффект испарения и сгорания;
 $I_{вп}$ — теплосодержание всасываемой смеси;
 $I_{вып}$ — теплосодержание выпускаемого рабочего тела;
 $I_{сг}$ — изменение теплосодержания моля рабочего тела при сгорании.

Среди различных факторов, которые учитываются в тепловом расчете, имеются такие параметры конструкции двигателя, которые сравнительно легко изменять с целью получения максимума полезной работы, экономичности или минимума потерь. Это прежде всего опережение впрыска топлива или зажигания и затем фазы работы клапанов впуска и выпуска.

Критерий оптимальности

При расчете двигателя наилучшим критерием, оценивающим эффект изменения перечисленных выше параметров, является среднее эффективное давление, или эффективный к. п. д.

При тепловом расчете цикла таким критерием является среднее индикаторное давление, или индикаторный к. п. д. Именно этот критерий будет принят нами в качестве оценочного параметра.

Опережение впрыска или зажигания

Фактический угол опережения впрыска топлива или опережения зажигания включает в себя угол задержки воспламенения и угол, обеспечивающий термодинамически наиболее выгодную ориентацию растянутого процесса выделения тепла относительно в. м. т. Таким образом, для определения действительного оптимального угла опережения необходимо выбрать оптимальное положение

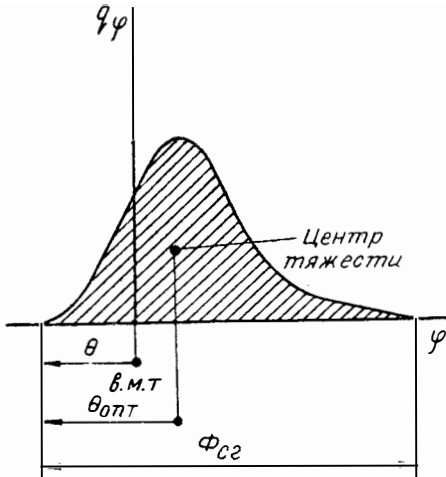
ние начала видимого выделения тепла и прибавить к нему угол задержки воспламенения.

Теоретическое решение вопроса об оптимальном угле начала видимого выделения тепла возможно при ряде довольно серьезных допущений, упрощающих решение поставленной задачи.

Численное решение проще. Оно получается при последовательном переборе некоторого числа углов опережения с выборкой максимального значения среднего индикаторного давления. В этом случае не нужно никаких дополнительных допущений сверх того, что заложено в программу теплового расчета. Однако это решение более громоздко, так как необходимо просчитать ряд лишних точек.

Наиболее эффективно сочетание теоретического и численного путей. Теоретическое решение дает точку, достаточно близкую к оптимуму. Численное решение лишь уточняет ее.

Теоретическое решение, основанное на допущении отсутствия потерь тепла, диссоциации и изменения термодинамических свойств рабочего тела, в нескольких различных формах дано в работах К. Неймана, В. И. Сороко-Новицкого, Б. С. Стечкина. В работе [1] показано, что термический к. п. д. цикла с произвольным законом выделения тепла $q(\varphi)$, растянутым по времени в реальном диапазоне углов поворота коленчатого вала (фиг. 1), может быть выражен формулой:



Фиг. 1. Пример закона выделения тепла $q(\varphi)$.

$$\eta_t = \eta_{t0} - \frac{\epsilon - 1}{\epsilon^k} \cdot \frac{(k-1)(1+\lambda)}{4} I, \quad (9)$$

где $\eta_{t0} = 1 - \frac{1}{\epsilon^{k-1}}$ — термический к. п. д. цикла Отто;

$I = \int_{\theta}^{\phi} (\varphi - \theta)^2 q(\varphi) d\varphi$ — момент инерции фигуры, отражающей закон выделения тепла, относительно оси, проходящей через в. м. т.;

θ — начало выделения тепла относительно в. м. т.;

ϵ — степень сжатия;

ϕ — продолжительность выделения тепла.

Варьируя положение линии сгорания относительно в. м. т., можно получить минимум величины I .

Аналитическое условие этого минимума выражено формулой:

$$\Theta_{\text{опт}} = \int_0^{\varphi} q(\varphi) \varphi d\varphi. \quad (10)$$

Расчетное исследование с учетом всех перечисленных выше факторов показало, что данная формула хорошо удовлетворяет условиям оптимума при малом уровне потерь тепла — меньше 10% — и при общей продолжительности сгорания меньше 70—75° угла поворота коленчатого вала. В противном случае нужна корректировка $\Theta_{\text{опт}}$, которая достигается численным методом.

Фазы открытия и закрытия клапанов

Задача оптимизации фаз открытия и закрытия клапанов может быть сформулирована двумя способами.

Первый способ. Задан закон движения клапана, который необходимо ориентировать относительно цикла так, чтобы получить максимум среднего индикаторного к. п. д.

Второй способ. Раздельно задаются законы открытия и закрытия клапана. Эти законы задаются из условий динамики клапанно-го механизма и кинематических возможностей кулачка. Задача состоит в том, чтобы наиболее выгодным образом ориентировать начало подъема и конец посадки клапана. После выполнения этих условий профиль кулачка может быть скорректирован.

Оба способа в равной мере относятся к клапанам впуска и выпуска.

Ниже будет изложено решение задачи оптимизации вторым способом. В этом случае необходимо найти оптимальные значения четырех величин: конца впуска, начала выпуска, начала впуска и конца выпуска (две последние величины определяют так называемое перекрытие клапанов). Для решения задачи оптимизации воспользуемся модификацией метода случайного поиска. За начальные точки поиска примем средние значения углов, рекомендуемые при проектировании двигателей.

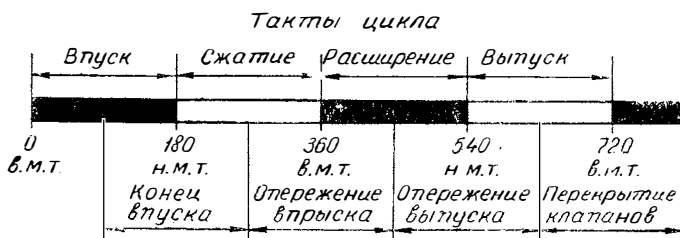
Выбор оптимального значения любого из указанных параметров по принятому нами критерию — среднему индикаторному давлению — требует расчета всего цикла двигателя. Такая процедура, несмотря на большие вычислительные возможности ЭЦВМ, все-таки очень трудоемка. Поэтому, сохраняя в качестве главного критерия среднее индикаторное давление, желательно для каждого из перечисленных выше параметров иметь свой критерий оптимальности, который мог бы быть рассчитан сразу же после «окончания действия» данного параметра. Изменение этого дополнительного критерия должно быть эквивалентно изменению основного.

Разделим весь цикл двигателя на четыре зоны, в каждой из которых нужно отыскивать оптимальное значение какого-либо одного

из рассматриваемых параметров (фиг. 2). Если за начало отсчета принять в. м. т. начала впуска, то это будут следующие зоны:

1) от 90 до 270° угла поворота коленчатого вала — зона оценки окончания впуска;

2) от 270 до 450° угла поворота коленчатого вала — зона оценки опережения зажигания;



Фиг. 2. Зоны оптимизации параметров цикла.

3) от 450 до 630° угла поворота коленчатого вала — зона оценки начала выпуска;

4) от 630 до 90° (с переходом через 0 или 720°) угла поворота коленчатого вала — зона оценки перекрытия клапанов.

Окончание впуска

В качестве критерия, по которому будем искать оптимальное положение кривой закрытия впускного клапана, примем коэффициент наполнения или количество свежей смеси, поступившей в цилиндр к моменту закрытия впускного клапана. (Известно, что среднее индикаторное давление пропорционально коэффициенту наполнения, если все остальные параметры цикла постоянны).

Сравнительные расчеты наполнения при поиске оптимума начинаем с 90° угла поворота коленчатого вала. Количество заряда в этой точке, его температуру и давление получаем расчетом впуска на первом участке (от 0 до 90°) без оптимизации. Начиная с точки 90° , проводим расчет наполнения по первоначально заданному закону посадки клапана при первом — приблизительноном — значении угла конца закрытия впускного клапана — $\Phi_{з.вп.}$. Полученное значение η_{V1} является первым приближением. Затем расчет повторяется с новым значением $\Phi_{з.вп.}$, и по вновь полученному значению η_{V2} можно оценить, как следует продолжать поиск оптимума $\Phi_{з.вп.}$.

Если $\eta_{V2} - \eta_{V1} > 0$, то новое (третье) приближение вычисляется при

$$\Phi_{з.вп3} = \Phi_{з.вп2} + \Delta\Phi, \quad (11)$$

где $\Delta\Phi$ — шаг изменения угла закрытия впускного клапана при оптимизации.

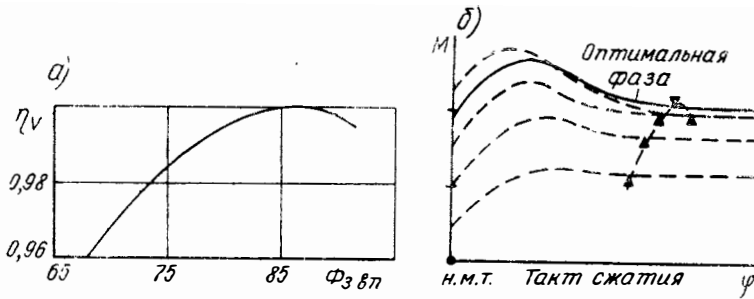
Если $\eta_{V2} - \eta_{V1} < 0$, то новое (третье) приближение определяется по формуле:

$$\Phi_{з.вп3} = \Phi_{з.вп2} - 2\Delta\Phi. \quad (12)$$

Удвоенный шаг вычитается потому, что при фазе $\Phi_{з.вп2} - \Delta\Phi = \Phi_{з.вп1}$ расчет был проведен при первом приближении и нет необходимости его повторять. Изменение направления расчета необходимо потому, что во втором приближении оно было принято произвольно.

На фиг. 3,а показано, как изменяется относительный η_V в зависимости от $\Phi_{з.вп}$. Кривая наполнения имеет один максимум, поэтому за окончание процесса оптимизации принято условие:

$$\eta_{V,i} - \eta_{V,i-1} < 0 \text{ при } i \geq 3.$$



Фиг. 3. Изменение наполнения в зависимости от момента закрытия впускного клапана (а) и изменение числа молей смеси в начале такта сжатия (б).

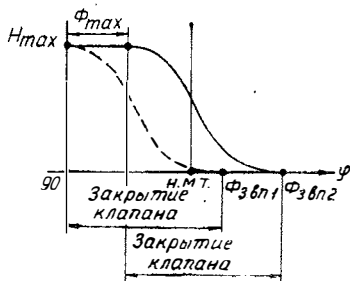
Т. е., если в третьем или в последующих приближениях новое значение η_V оказывается меньше предыдущего, то значит оптимальные значения угла $\Phi_{з.вп}$ пройдены. В дальнейшем можно либо уточнить это значение, либо ограничиться найденным результатом.

На фиг. 3,б показано изменение числа молей свежей смеси в последней фазе впуска, причем виден обратный выброс свежей смеси. К моменту закрытия впускного клапана (обозначенному треугольником) число молей свежей смеси оказывается меньше возможного максимума. Кривая наполнения при оптимальном запаздывании закрытия обеспечивает максимальное наполнение в момент закрытия клапана.

На фиг. 4 показано, как изменяется первоначальный закон закрытия клапана (кривая 1). В результате оптимизации найдено новое положение кривой посадки — кривая 2: посадка клапана позже начнется и позже закончится при той же общей продолжительности. Увеличение продолжительности открытого состояния

впускного клапана на участке от 90° до посадки должно отразиться на профиле кулачка. В процессе описанного выше расчета это достигается тем, что в закон движения клапана вводится участок постоянного подъема (см. фиг. 4), т. е.

$$\Phi_{\max} = \Phi_{з.вп2} - \Phi_{з.вп1}. \quad (13)$$



Фиг. 4. Пример изменения закона закрытия клапана:

--- первоначальный закон; — закон закрытия после оптимизации.

на протяжении обоих участков движения клапана (открытия и закрытия) и, конечно, с учетом динамических и кинематических зависимостей, определяющих профиль кулачка. Максимальное значение $\Phi_{з.вп}$, которое может встретиться в процессе оптимизации, заранее неизвестно, поэтому в программе теплового расчета на участке закрытия впускного клапана принято, что расчет (если клапан даже полностью закрыт) продолжается до 270° угла поворота коленчатого вала, т. е. до половины хода сжатия. В этой точке производится сравнение η_v и решается вопрос о повторении процедуры оптимизации на участке закрытия клапана или о переходе к новому этапу расчета — отысканию оптимального опережения зажигания или впрыска.

Отыскание оптимального опережения впрыска, как показано выше, выполняется в два этапа. Сначала находится приблизительное значение $\Theta_{опт}$, и затем методом поиска оно уточняется. Уточнение происходит по вышеописанному принципу, по разности двух последовательных приближений среднего индикаторного давления:

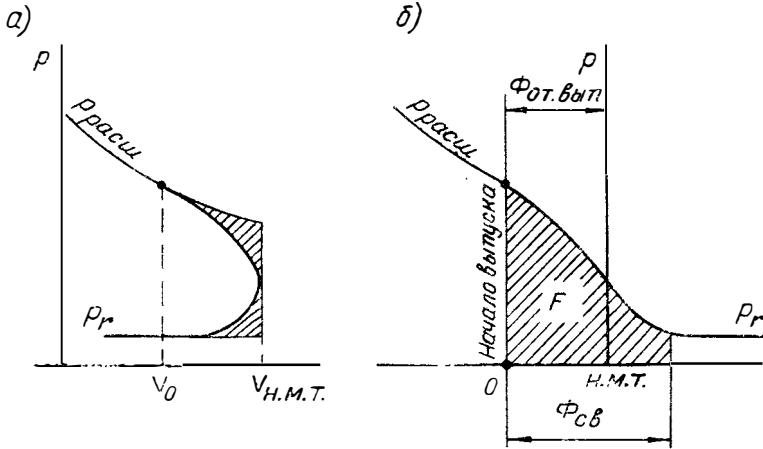
$$\Delta p_i = p_{i,n} - p_{i,n-1}. \quad (14)$$

Интервал, на котором при расчете учитывается влияние опережения, составляет $270-450^\circ$ угла поворота коленчатого вала.

Опережение выпуска

Опережение выпуска считается оптимальным в том случае, когда потеря работы, связанная с конечной скоростью истечения

газов из цилиндра, минимальна. Потеря работы пропорциональна заштрихованной площади фиг. 5,а. Задача оптимизации этого участка цикла заключается в том, чтобы указанную площадь свести к минимуму или, что то же самое, получить максимум работы на этом участке. Длину участка, на котором будем искать максимум работы, выберем от 450 до 630° угла поворота коленчатого вала. При сравнении разных вариантов организации выпуска этот участок должен оставаться постоянным, иначе может появиться ошибка, связанная с изменением пределов интегрирования.



Фиг. 5. Оптимизация начала выпуска.

Существует прием, при котором после первого расчета выпуска можно достаточно точно подойти к оптимальному значению угла опережения выпуска при заданном режиме работы двигателя и данном законе подъема выпускного клапана. Для этого необходимо определить продолжительность свободного выпуска $\Phi_{св}$ до выравнивания давления в цилиндре и выпускной системе p_r и рассчитать площадь F под кривой изменения давления, заштрихованную на фиг. 5,б.

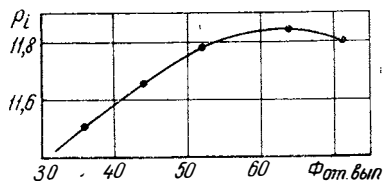
Нетрудно показать, что в первом приближении момент начала выпуска можно определить по формуле:

$$\Phi_{от.вып} = \Phi_{св} \frac{\frac{F}{\Phi_{св}} - p_r}{\frac{p_{от} V_{от}}{V_{н.м.т.}} - p_r}, \quad (15)$$

где $p_{от}$ и $V_{от}$ — давление и объем цилиндра в момент открытия клапана выпуска;

$V_{н.м.т.}$ — объем цилиндра в н. м. т.

Дальнейший поиск оптимального угла, открытия выпускного клапана проводится так же, как поиск оптимального угла окончания впуска. В качестве критерия используется среднее индикатор-



Фиг. 6. Изменение среднего индикаторного давления в зависимости от момента открытия выпускного клапана.

ное давление. На фиг. 6 показан характер изменения среднего индикаторного давления при расчетном поиске.

Перекрытие фаз начала впуска и конца выпуска

При определении оптимальных фаз закрытия выпускного и открытия впускного клапана без расчета всего цикла возникает вопрос, каким образом выбрать один оценочный критерий, по величине которого можно было бы судить о том, как удовлетворяется стремление получить наименьшие насосные потери ходов выпуска и впуска, наилучшую очистку цилиндра от остаточных газов, наименьший перепуск продуктов сгорания в систему впуска и в итоге достигнуть наилучшего среднего индикаторного давления.

Этот критерий составим так:

$$p_i = p_{i0} \frac{\Delta M_{\text{воз}}}{M_{\text{воз}}} + \Delta p_{\text{нас}}, \quad (16)$$

где p_{i0} — среднее индикаторное давление, подсчитанное к началу рассматриваемого участка;

$M_{\text{воз}}$ — количество воздуха, поступившего в цилиндр к концу впуска;

$\Delta M_{\text{воз}}$ — количество воздуха, поступившего в цилиндр на рассматриваемом участке;

$\Delta p_{\text{нас}}$ — насосная потеря среднего индикаторного давления на рассматриваемом участке.

Насосные потери $\Delta p_{\text{нас}}$ — доля среднего индикаторного давления, приходящаяся на рассматриваемый участок, в обычном цикле (без наддува) является отрицательной величиной. Расширение перекрытия клапанов уменьшает насосные потери и увеличивает p_i .

Количество воздуха или топливовоздушной смеси, поступившей в цилиндр к концу данного участка (-90° угла поворота коленчатого вала),

$$M_{\text{воз}} = M - M_r - M_{\text{мин}}, \quad (17)$$

где M — общее число молей, находящееся в цилиндре;

M_{\min} — минимальное число молей, остающееся в цилиндре при смене рабочего тела (остаточные газы);

M_r — количество продуктов сгорания, попадающее в цилиндр двигателя при обратном выбросе в систему впуска и при подсасывании из системы выпуска. При расширении перекрытия клапанов M_r увеличивается.

В процессе оптимизации производится постоянный анализ количества рабочего тела, находящегося в цилиндре, и выборка минимума M_{\min} , который затем будет использован в формуле (17).

Для определения M_r в программу интегрирования дифференциальных уравнений введено специальное уравнение, учитывающее возможное попадание продуктов сгорания обратно в цилиндр двигателя:

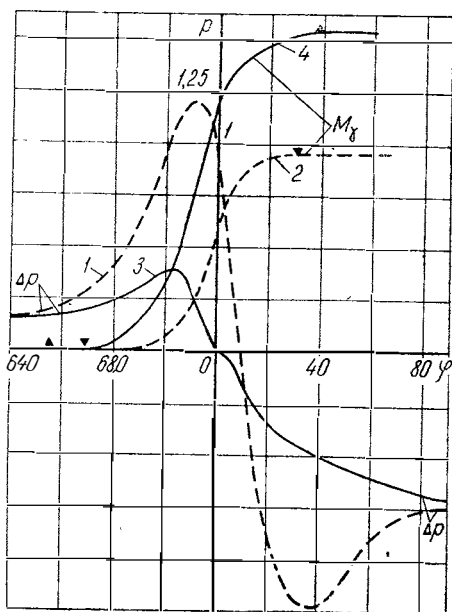
$$\frac{dM_r}{d\varphi} = \left(\frac{dM_{\text{вп}}}{d\varphi} \right)_{-} + \left(\frac{dM_{\text{вып}}}{d\varphi} \right)_{+}, \quad (18)$$

где $\frac{dM_{\text{вп}}}{d\varphi}$ — число молей продуктов сгорания, вытекающих через впускной клапан на участке, от 630 до 90° угла поворота коленчатого вала при опережении открытия впускного клапана;

$\frac{dM_{\text{вып}}}{d\varphi}$ — число молей продуктов сгорания, поступающих через выпускной клапан при запаздывании закрытия выпускного клапана.

При отыскании оптимальных фаз это уравнение записывается вместо формулы (1) для сокращения числа дифференциальных уравнений и ускорения расчета. Таким образом, к концу рассматриваемого участка M_r оказывается вычисленным.

На фиг. 7 показано, как изменяется давление в цилиндре двигателя на участке перекрытия клапанов до оптимизации (кривая 1) и после нее (кривая 3). Кривые 2 и 4 соответственно показывают количество остаточных газов, попадающих в цилиндр при этих



Фиг. 7. Характер изменения избыточного давления Δp и количества остаточных газов M_r при различных фазах:

— оптимальные фазы; --- узкая фаза перекрытия.

фазах. Треугольниками обозначены моменты начала открытия впускного клапана и конца закрытия выпускного клапана.

Окончание выпуска

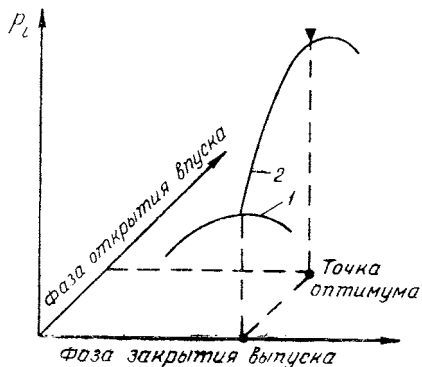
Методика и программа выбора оптимальной фазы закрытия выпускного клапана такие же, как и для впускного клапана. Критерием служит формула (16), которая рассчитывается на участке от 630 до 90° угла поворота коленчатого вала. Процесс поиска осуществляется при первоначальном (неоптимальном) угле открытия впускного клапана.

Опережение впуска

Выбор оптимальной фазы открытия впускного клапана осуществляется точно так же, как выбор оптимальной фазы закрытия впускного клапана. Считается, что к этому моменту уже найден оптимальный угол закрытия выпускного клапана.

Возникает вопрос, не нарушается ли оптимизация выпуска после изменения фазы открытия выпускного клапана.

Результаты расчета показали, что оптимальное значение каждой из этих двух фаз практически не зависит от значения другой, хотя величина оптимизируемого параметра p_i зависит от каждой фазы. На фиг. 8 показано изменение p_i в зависимости от фаз закрытия выпуска (кривая 1) и открытия выпуска (кривая 2).



Фиг. 8. Изменение среднего индикаторного давления при оптимизации фаз закрытия (1) и открытия (2) выпуска.

Как видно из фиг. 8, плавное изменение p_i в области оптимумов дает достаточно широкий диапазон значений фаз, которые можно рекомендовать как оптимальные.

Эта, с точки зрения термодинамики, малая чувствительность фаз удобна тем, что оставляет достаточно широкие возможности для учета действия других факторов, например волновых явлений, которые в данной работе не учтены, или ограничений закона движения клапанов, связанных с перемещением поршня около в. м. т.

После отыскания оптимальных значений всех фаз продолжительность открытия впускного и выпускного клапанов, как правило, должна отличаться от первоначальных значений. Следовательно, нужна корректировка профилей кулачков. Если новые фазы открытия клапанов будут шире первоначальных, то корректировка

профиля не составит трудностей, так как более широкие фазы легче осуществить. Поэтому первоначальные фазы желательно выбирать по возможности уже.

Выводы

В работе изложена методика и некоторые результаты выбора оптимальных фаз работы клапанов впуска и выпуска, а также опережения зажигания или впрыска топлива. Оптимизация осуществляется расчетно-теоретическим методом с помощью программы, разработанной для ЭЦВМ «Минск-22». Программа оптимизации является частью программы теплового расчета двигателя внутреннего сгорания.

Изложенная методика не исчерпывает всех возможностей оптимизации с помощью имеющейся в НАМИ программы теплового расчета.

ЛИТЕРАТУРА

1. Калачев Л. Д. Анализ идеальных циклов с помощью критерия тепловыделения. В сб.: «Труды НАМИ», вып. 99. М., 1968.

МЕТОД РАСЧЕТА РЕКУПЕРАТИВНОГО ТЕПЛООБМЕННИКА НА ПЕРЕХОДНЫХ РЕЖИМАХ ГАЗОТУРБИННОГО ДВИГАТЕЛЯ

Введение

Как известно, тепловая емкость теплообменника существенно влияет на качество переходных процессов в газотурбинном двигателе, в частности, на его разгонные характеристики. Для количественной оценки этого влияния, а также для задания программы корректирующему устройству системы регулирования необходим расчет теплообменника на неустановившихся режимах. Из литературы известно несколько способов расчета теплообменника на неустановившихся режимах. В работе [4] приводится система дифференциальных уравнений и дается решение для пластинчатого теплообменника в предположении постоянства расхода газа и коэффициентов теплоотдачи.

В работах [1] и [2] теплообменник рассматривается как сосредоточенная емкость.

В настоящей работе предлагается способ расчета пластинчатого теплообменника на неустановившихся режимах с учетом распределенной емкости в направлении движения теплоносителей, переменного расхода газа и изменения коэффициентов теплоотдачи.

Вывод уравнений

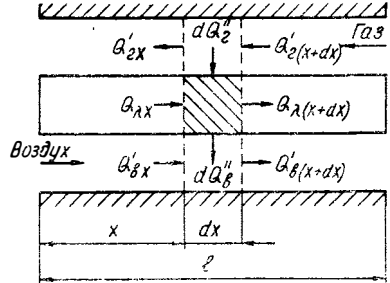
Составим систему дифференциальных уравнений, описывающих температурное состояние матрицы противоточного пластинчатого теплообменника, а также протекающей через него массы газа и воздуха. При этом ограничимся рассмотрением одномерной схемы теплообменника (фиг. 1), т. е. предположим, что изменение темпе-

ратур материала матрицы, газа и воздуха происходит только в направлении оси x . Это предположение равносильно допущению о том, что поле температур газа и воздуха на входе в теплообменник равномерно, а также, что отсутствует термическое сопротивление газа и материала матрицы в направлении, перпендикулярном оси x .

Выделим в теплообменнике элементарную полоску длиной dx , включающую в себя элемент матрицы массой $G_{ст} \frac{dx}{l} = G_{ст} d\bar{x}$, а также элементарные неподвижные объемы в потоках газа и воздуха, находящиеся в тепловом контакте с этим элементом матрицы:

$$dV_{г} = f_{г} dx = l f_{г} d\bar{x};$$

$$dV_{в} = f_{в} dx = l f_{в} d\bar{x},$$



Фиг. 1. Схема теплообменника

где $G_{ст}$ — масса матрицы (стенки);

$f_{г}$ — живое сечение теплообменника по газовой стороне;

$f_{в}$ — живое сечение теплообменника по воздушной стороне.

Составим уравнения теплового баланса для всех трех выделенных элементов.

Уравнение теплового баланса элементарного объема, выделенного в потоке газа, имеет следующий вид:

$$dQ_{г} = Q'_{г(x+dx)} - Q'_{гx} - dQ''_{г}, \quad (1)$$

где $dQ_{г}$ — изменение количества тепла, содержащегося в объеме $dV_{г}$, за время $d\tau$.

Величину $dQ_{г}$ определяем следующим образом.

В данный момент времени теплосодержание газа, находящегося в рассматриваемом элементарном объеме, выражается произведением

$$l f_{г} d\bar{x} \gamma_{г} t_{г} c_{p},$$

где $\gamma_{г}$, $t_{г}$ и c_{p} — соответственно плотность, температура и удельная теплоемкость газа.

Через отрезок времени $d\tau$ теплосодержание газа в том же объеме изменится:

$$l f_{г} d\bar{x} \left(\gamma_{г} + \frac{\partial \gamma_{г}}{\partial \tau} d\tau \right) \left(t_{г} + \frac{\partial t_{г}}{\partial \tau} d\tau \right) c_{p}$$

(здесь и в дальнейшем теплоемкость газа принята постоянной).

Таким образом, изменение теплосодержания газа в объеме dV_r за время $d\tau$ составит:

$$dQ_r = l f_r d\bar{x} \left(\gamma_r + \frac{\partial \gamma_r}{\partial \tau} d\tau \right) \left(t_r + \frac{\partial t_r}{\partial \tau} d\tau \right) c_p - l f_r d\bar{x} \gamma_r t_r c_p.$$

Пренебрегая членом второго порядка малости относительно τ и произведя несложные преобразования, получим:

$$dQ_r = l f_r d\bar{x} \frac{\partial}{\partial \tau} (\gamma_r t_r) d\tau c_p.$$

Количество тепла, выносимое из объема dV_r за время $d\tau$, составляет:

$$Q'_{r,x} = G_r t_r d\tau c_p$$

(теплопроводностью газа в направлении оси x пренебрегаем).

Вычисляем количество тепла, вносимое в объем за то же время

$$Q'_{r(x+dx)} = \left(G_r + \frac{\partial G_r}{\partial x} d\bar{x} \right) \left(t_r + \frac{\partial t_r}{\partial x} d\bar{x} \right) d\tau c_p.$$

Пренебрегая членом второго порядка малости относительно x , получаем:

$$Q'_{r(x+dx)} = \left(G_r t_r + G_r \frac{\partial t_r}{\partial x} d\bar{x} + t_r \frac{\partial G_r}{\partial x} d\bar{x} \right) d\tau c_p.$$

Наконец, определяем количество тепла, передаваемое газом элементу матрицы теплообменника за время $d\tau$:

$$dQ_r'' = \alpha_r F_r d\bar{x} (t_r - t_{ст}) d\tau,$$

где α_r — коэффициент теплоотдачи от газа к стенке матрицы;

F_r — поверхность теплообмена по газовой стороне теплообменника.

$t_{ст}$ — температура стенки.

Подставляя в формулу (1) выражения, полученные для dQ_r , $Q'_{r,x}$, $Q'_{r(x+dx)}$ и dQ_r'' , находим:

$$\frac{\alpha_{r0} F_r}{c_p G_{r0}} \bar{\alpha}_r (t_r - t_{ст}) = \frac{\partial}{\partial x} (\bar{G}_r t_r) - T_r \frac{\partial}{\partial \tau} (\bar{\gamma}_r t_r), \quad (2)$$

где $T_r = \frac{l f_r \bar{\gamma}_{r0}}{G_{r0}}$ — постоянная времени газовой емкости теплообменника.

Индексом 0 отмечены величины, относящиеся к номинальному режиму двигателя.

Черта над символом означает, что текущее значение данного параметра отнесено к значению на номинальном режиме.

Рассматривая баланс тепла для элементарного объема, выделенного в потоке воздуха, аналогично уравнению (2) можно получить:

$$\frac{\alpha_{\text{во}} F_{\text{в}}}{c_{\text{р}} G_{\text{во}}} \bar{\alpha}_{\text{в}} (t_{\text{ст}} - t_{\text{в}}) = \frac{\partial}{\partial x} (\bar{G}_{\text{в}} t_{\text{в}}) + T_{\text{в}} \frac{\partial}{\partial \tau} (\bar{\gamma}_{\text{в}} t_{\text{в}}). \quad (3)$$

Уравнение теплового баланса элемента матрицы имеет следующий вид:

$$dQ_{\text{ст}} = dQ_{\text{г}}'' - dQ_{\text{в}}'' + Q_{\lambda x} - Q_{\lambda(x+dx)}. \quad (4)$$

Изменение количества тепла, содержащегося в элементе матрицы, за время $d\tau$ составляет:

$$dQ_{\text{ст}} = G_{\text{ст}} c_{\text{ст}} d\bar{x} \frac{\partial t_{\text{ст}}}{\partial \tau} d\tau,$$

где $c_{\text{ст}}$ — теплоемкость материала матрицы.

Определяем количество тепла, подводимое к элементу за счет теплопроводности через сечение x ,

$$Q_{\lambda x} = - \frac{G_{\text{ст}}}{l^2 \gamma_{\text{ст}}} \lambda \frac{\partial t_{\text{ст}}}{\partial x} d\tau.$$

Вычисляем количество тепла, отводимое от элемента стенки за счет теплопроводности через сечение $x+dx$,

$$Q_{\lambda(x+dx)} = - \frac{G_{\text{ст}}}{l^2 \gamma_{\text{ст}}} \lambda \left(\frac{\partial t_{\text{ст}}}{\partial x} + \frac{\partial^2 t_{\text{ст}}}{\partial x^2} d\bar{x} \right) d\tau.$$

Подставляя в формулу (4) выражения, полученные для $dQ_{\text{ст}}$, $Q_{\lambda x}$ и $Q_{\lambda(x+dx)}$, а также выражения для $dQ_{\text{г}}''$ и $dQ_{\text{в}}''$, использованные при выводе уравнений (2) и (3), находим:

$$T_{\text{ст}} \left(\frac{\partial t_{\text{ст}}}{\partial \tau} - \frac{a}{l^2} \cdot \frac{\partial^2 t_{\text{ст}}}{\partial x^2} \right) = \bar{\alpha}_{\text{г}} (t_{\text{г}} - t_{\text{ст}}) - f_{\text{п}} \bar{\alpha}_{\text{в}} (t_{\text{ст}} - t_{\text{в}}), \quad (5)$$

где $T_{\text{ст}} = \frac{G_{\text{ст}} c_{\text{ст}}}{\alpha_{\text{го}} F_{\text{г}}}$ — постоянная времени матрицы (стенки);

$a = \frac{\lambda}{c_{\text{ст}} \gamma_{\text{ст}}}$ — коэффициент температуропроводности стенки;

$f = \frac{\alpha_{\text{во}} F_{\text{в}}}{\alpha_{\text{го}} F_{\text{г}}}$ — близкая к единице характеристика поверхностей теплообмена со стороны воздуха и газа.

Для того, чтобы замкнуть искомую систему уравнений, необходимо вывести еще два уравнения, определяющие изменение расходов газа и воздуха.

В объем $dV_{\text{г}}$ (см. фиг. 1) за время $d\tau$ поступает количество газа, равное $G_{\text{г}} d\tau$. За то же время из этого объема выходит

$\left(G_r - \frac{\partial \bar{G}_r}{\partial \bar{x}} d\bar{x}\right) d\tau$ газа. Массу газа, накопившуюся в объеме за время $d\tau$ и составляющую

$$\frac{\partial \bar{G}_r}{\partial \bar{x}} d\bar{x} d\tau,$$

можно выразить через изменение плотности в объеме dV_r :

$$\frac{\partial \bar{G}_r}{\partial \bar{x}} d\bar{x} d\tau = l F_r d\bar{x} \frac{\partial \bar{\gamma}_r}{\partial \tau} d\tau.$$

Таким образом,

$$\frac{\partial \bar{G}_r}{\partial \bar{x}} = T_r \frac{\partial \bar{\gamma}_r}{\partial \tau}. \quad (6)$$

Аналогично для воздуха

$$\frac{\partial \bar{G}_в}{\partial \bar{x}} = -T_в \frac{\partial \bar{\gamma}_в}{\partial \tau}. \quad (7)$$

Уравнения (2), (3), (5), (6) и (7) составляют искомую систему.

Если известен закон изменения давления воздуха и газа по длине теплообменника, то выведенная система уравнений в частных производных описывает температурное состояние матрицы теплоизолированного теплообменника и теплоносителей при произвольном и независимом изменении во времени расхода и параметров обоих теплоносителей на входе.

Проинтегрируем уравнение (6) от 1 до \bar{x} :

$$\bar{G}_r = T_r \int_1^{\bar{x}} \frac{\partial \bar{\gamma}_r}{\partial \tau} d\bar{x} + \bar{G}_r(\tau), \quad (8)$$

где $\bar{G}_r(\tau)$ — расход газа на входе в теплообменник, зависящий только от времени.

Подставив формулы (6) и (8) в уравнение (2), после элементарных преобразований имеем:

$$\frac{\alpha_{r0} F_r}{c_p G_{r0}} \bar{\alpha}_r (t_r - t_{cr}) = \bar{G}_r(\tau) \frac{\partial t_r}{\partial \bar{x}} + T_r \left[\frac{\partial t_r}{\partial \bar{x}} \int_1^{\bar{x}} \frac{\partial \bar{\gamma}_r}{\partial \tau} d\bar{x} - \bar{\gamma}_r \frac{\partial t_r}{\partial \tau} \right]. \quad (9)$$

Проинтегрировав уравнение (7) от 0 до \bar{x} и проделав аналогичные подстановки, найдем соответствующее уравнение для воздушной стороны теплообменника. Вместе с уравнением (5) получаем систему из трех уравнений для определения температуры матрицы и теплоносителей:

$$\left. \begin{aligned}
 \frac{\alpha_{r0} F_r}{c_p G_{r0}} \bar{a}_r (t_r - t_{cr}) &= \bar{G}_r(\tau) \frac{\partial t_r}{\partial x} + T_r \left[\frac{\partial t_r}{\partial x} \int_1^{\bar{x}} \frac{\partial \bar{\gamma}_r}{\partial \tau} d\bar{x} - \bar{\gamma}_r \frac{\partial t_r}{\partial \tau} \right]; \\
 \frac{\alpha_{B0} F_B}{c_p G_{B0}} \bar{a}_B (t_{cr} - t_B) &= \bar{G}_B(\tau) \frac{\partial t_B}{\partial x} - T_B \left[\frac{\partial t_B}{\partial x} \int_0^{\bar{x}} \frac{\partial \bar{\gamma}_B}{\partial \tau} d\bar{x} - \bar{\gamma}_B \frac{\partial t_B}{\partial \tau} \right]; \\
 T_{cr} \left(\frac{\partial t_{cr}}{\partial \tau} - \frac{a}{l^2} \cdot \frac{\partial^2 t_{cr}}{\partial x^2} \right) &= \bar{a}_r (t_r - t_{cr}) - f_n \bar{a}_B (t_{cr} - t_B).
 \end{aligned} \right\} (10)$$

Применительно к теплообменнику газотурбинного двигателя систему (10) можно существенно упростить.

Отношение толщины стенки матрицы к ее длине для теплообменника автомобильного ГТД лежит в пределах 10^{-3} (1—5). Поэтому можно пренебречь переносом тепла вдоль стенки за счет теплопроводности, т. е. положить

$$\frac{a}{l^2} \cdot \frac{\partial^2 t_{cr}}{\partial x^2} = 0.$$

Дальнейшее упрощение системы связано с тем, что время пребывания газа (воздуха) в теплообменнике существенно меньше времени переходного процесса двигателя. Это находит свое отражение в том, что постоянные времени газовой T_r и воздушной T_B емкостей не превышают 2% от постоянной времени матрицы T_{cr} .

Как показывают расчеты по схеме сосредоточенной газовой емкости [3], т. е. по средним параметрам газа, величины

$T_r \int_1^{\bar{x}} \frac{\partial \bar{\gamma}_r}{\partial \tau} d\bar{x}$ и $T_B \int_0^{\bar{x}} \frac{\partial \bar{\gamma}_B}{\partial \tau} d\bar{x}$ не превышают 2—3% от расхода на входе в

теплообменник во всем диапазоне режимов, а величины $T_r \frac{\partial t_r}{\partial \tau}$ и

$T_B \frac{\partial t_B}{\partial \tau}$ составляют примерно 1% от соответствующих производных

по x . Благодаря этому можно записать следующие уравнения:

$$T_r \left[\frac{\partial t_r}{\partial x} \int_1^{\bar{x}} \frac{\partial \bar{\gamma}_r}{\partial \tau} d\bar{x} - \bar{\gamma}_r \frac{\partial t_r}{\partial \tau} \right] = 0;$$

$$T_B \left[\frac{\partial t_B}{\partial x} \int_0^{\bar{x}} \frac{\partial \bar{\gamma}_B}{\partial \tau} d\bar{x} - \bar{\gamma}_B \frac{\partial t_B}{\partial \tau} \right] = 0.$$

С учетом произведенных оценок систему уравнений (10) можно представить в таком виде:

$$\left. \begin{aligned} \frac{\alpha_{\text{г0}} F_{\text{г}}}{c_p G_{\text{г0}}} \bar{\alpha}_{\text{г}} (t_{\text{г}} - t_{\text{ст}}) &= \bar{G}_{\text{г}} \frac{\partial t_{\text{г}}}{\partial x}; \\ \frac{\alpha_{\text{в0}} F_{\text{в}}}{c_p G_{\text{в0}}} \bar{\alpha}_{\text{в}} (t_{\text{ст}} - t_{\text{в}}) &= \bar{G}_{\text{в}} \frac{\partial t_{\text{в}}}{\partial x}; \\ T_{\text{ст}} \frac{\partial t_{\text{ст}}}{\partial \tau} &= \bar{\alpha}_{\text{г}} (t_{\text{г}} - t_{\text{ст}}) - f_{\text{п}} \bar{\alpha}_{\text{в}} (t_{\text{ст}} - t_{\text{в}}). \end{aligned} \right\} \quad (11)$$

Эта система записана в предположении, что расходы газа $\bar{G}_{\text{г}}$ и воздуха $\bar{G}_{\text{в}}$, а также коэффициенты теплоотдачи $\bar{\alpha}_{\text{в}}$ и $\bar{\alpha}_{\text{г}}$ являются функциями только времени и определяются, следовательно, собственно режимом двигателя. Искомые температуры $t_{\text{г}}$, $t_{\text{в}}$ и $t_{\text{ст}}$ зависят как от времени, так и от координаты x .

Граничные условия для системы уравнений (11):

$$\bar{x} = 0 : t_{\text{в}} = t_{\text{в}}(\tau);$$

$$\bar{x} = 1 : t_{\text{г}} = t_{\text{г}}(\tau).$$

Начальное условие:

$$\tau = 0 : t_{\text{ст}} = t_{\text{ст0}}(\bar{x}).$$

Интегрируя первое уравнение системы (11) от 1 до \bar{x} , второе — от 0 до \bar{x} и третье — от 0 до τ , получаем следующую систему интегральных уравнений:

$$\left. \begin{aligned} \frac{\alpha_{\text{г0}} F_{\text{г}}}{c_p G_{\text{г0}}} \bar{\alpha}_{\text{г}} \int_1^{\bar{x}} (t_{\text{г}} - t_{\text{ст}}) d\bar{x} &= \bar{G}_{\text{г}} [t_{\text{г}} - t_{\text{г}}(\bar{x}=1)]; \\ \frac{\alpha_{\text{в0}} F_{\text{в}}}{c_p G_{\text{в0}}} \bar{\alpha}_{\text{в}} \int_0^{\bar{x}} (t_{\text{ст}} - t_{\text{в}}) d\bar{x} &= \bar{G}_{\text{в}} [t_{\text{в}} - t_{\text{в}}(\bar{x}=0)]; \\ T_{\text{ст}} (t_{\text{ст}} - t_{\text{ст0}}) &= \int_0^{\tau} [\bar{\alpha}_{\text{г}} (t_{\text{г}} - t_{\text{ст}}) - f_{\text{п}} \bar{\alpha}_{\text{в}} (t_{\text{ст}} - t_{\text{в}})] d\tau. \end{aligned} \right\} \quad (12)$$

Заменяя в системе уравнений (12) интегралы соответствующими приближенными суммами, получим:

$$\left. \begin{aligned}
 t_{r(j-1)i} &= t_{rki} - \frac{1}{k} \cdot \frac{\alpha_{r0} F_r}{c_p G_{r0}} \cdot \frac{\bar{\alpha}_{ri}}{\bar{G}_{ri}} \sum_{j=k}^j [t_{rji} - t_{crj(i-1)}]; \\
 t_{b(j+1)i} &= t_{b1i} + \frac{1}{k} \cdot \frac{\alpha_{b0} F_b}{c_p G_{b0}} \cdot \frac{\bar{\alpha}_{bi}}{\bar{G}_{bi}} \sum_{j=1}^j [t_{crj(i-1)} - t_{bji}]; \\
 t_{crij} &= t_{croj} + \frac{1}{T_{cr}} \sum_{i=1}^i \{ \bar{\alpha}_{ri} [t_{rij} - t_{cr(i-1)j}] - f_n \bar{\alpha}_{bi} [t_{cr(i-1)j} - t_{bij}] \} \Delta \tau_i.
 \end{aligned} \right\} (13)$$

Здесь j — индекс суммирования по \bar{x} , изменяющийся от 1 до k , где k — число делений теплообменника по длине. Чем глубже изменяется режим двигателя при переходном процессе, тем большее число делений необходимо для обеспечения заданной точности. При машинном счете исчерпывающую точность на всех режимах обеспечивает деление теплообменника на 100 участков. i — индекс суммирования по времени. Выбор величины конечных приращений времени зависит от продолжительности и диапазона изменений режимов двигателя в переходном процессе.

Если положить $G_b = G_r$; $\alpha_b F_b = \alpha_r F_r$, то система уравнений (13) примет следующий вид:

$$\left. \begin{aligned}
 t_{r(j-1)i} &= t_{rki} - \frac{2}{k} \cdot \frac{\sigma_{p0}}{1 - \sigma_{p0}} \cdot \frac{\bar{\alpha}_i}{\bar{G}_i} \sum_{j=k}^j [t_{rji} - t_{crj(i-1)}]; \\
 t_{b(j+1)i} &= t_{b1i} + \frac{2}{k} \cdot \frac{\sigma_{p0}}{1 - \sigma_{p0}} \cdot \frac{\bar{\alpha}_i}{\bar{G}_i} \sum_{j=1}^j [t_{crj(i-1)} - t_{bji}]; \\
 t_{crij} &= t_{croj} + \frac{1}{T_{cr}} \sum_{i=1}^i \bar{\alpha}_i [t_{rij} + t_{bij} - 2t_{cr(i-1)j}] \Delta \tau_i,
 \end{aligned} \right\} (14)$$

где σ_{p0} — степень регенерации на номинальном режиме;

$$T_{cr} = \frac{1 - \sigma_{p0}}{2\sigma_{p0}} \cdot \frac{G_{cr} c_{cr}}{G_0 c_p}.$$

Примеры расчета

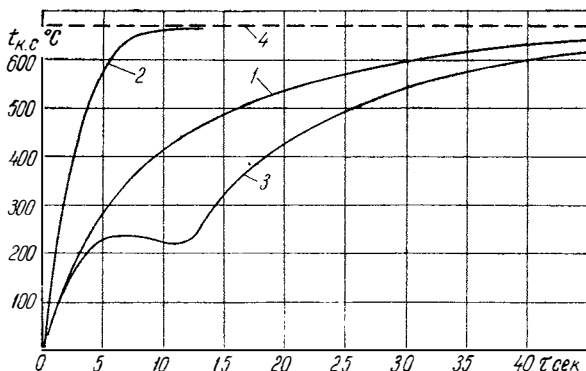
Система уравнений (13) была запрограммирована для расчетов на ЭЦВМ «Минск-22»*. Число делений матрицы теплообменника K

* Программирование и расчеты выполнены инж. А. А. Соловейчиком.

по длине принято равным 100. Расчеты показывают, что погрешность в определении температуры агентов и матрицы составляет величину порядка $\frac{1}{k}$.

Так, при переходе с $k = 10$ на $k = 100$ ошибка в значении температуры воздуха на выходе из теплообменника на установившемся режиме, который асимптотически устанавливается при $\tau \rightarrow \infty$ (практически через 1—2 мин), уменьшилась с 30 до 3°C при $t_{уст} = 671^\circ\text{C}$.

Конечность интервала времени $\Delta\tau_i$ вызывает наибольшую ошибку в начале переходного процесса. Ее величина определяется отношением интервала $\Delta\tau_i$ к продолжительности переходного процесса, поскольку на первом интервале $\Delta\tau_1$ температура агентов вычисляется по температуре матрицы на исходном установившемся режиме (см. горизонтальный участок длиной $\Delta\tau = 0,5$ сек в начале кривых 1 и 3 на фиг. 2). По мере приближения к новому установившемуся режиму эта ошибка уменьшается.

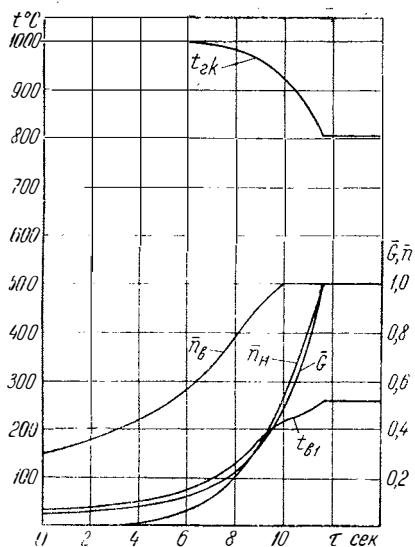


Фиг. 2. Температура воздуха за теплообменником на неустановившихся режимах:

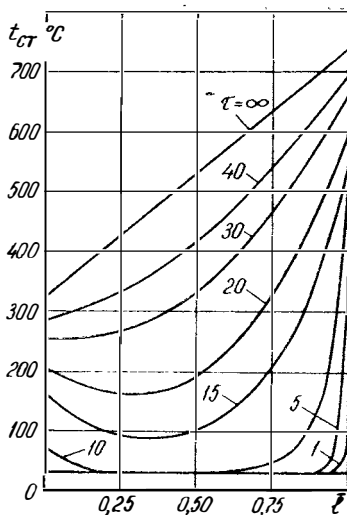
1 — $\bar{G}=1$, $t_{в1}=258^\circ\text{C}$, $t_{гк}=809^\circ\text{C}$; 2 — для сосредоточенной емкости; 3 — граничные условия согласно фиг. 3; 4 — установившееся значение $t_{к.с}$.

Расчеты переходных режимов теплообменника проводились применительно к запуску и разгону трехвального автомобильного ГТД 068Э в предположениях системы (14). Теплообменник этого двигателя на номинальном режиме имеет степень регенерации $\sigma_p = 0,75$. Постоянная времени матрицы $T_{ст} = 5$ сек.

На фиг. 2 кривая 1 отражает изменение по времени температуры воздуха на выходе из теплообменника при условии постоянства расхода и температуры агентов на входе. Кривая 2, отражая тот же переходный процесс, рассчитана по схеме сосредоточенной емкости [1].



Фиг. 3. Параметры трехвального газотурбинного двигателя 068Э в процессе разгона (n_2 и n_1 — числа оборотов турбокомпрессоров высокого и низкого давления).

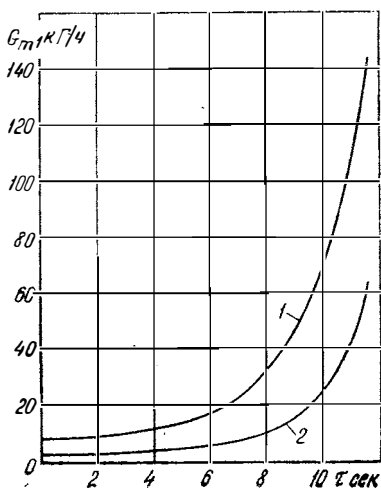


Фиг. 4. Температура матрицы $t_{ст}$ на неустановившихся режимах при граничных условиях согласно фиг. 3.

Как видно из сравнения, погрешность, вносимая из-за отсутствия учета распределенности по потоку тепловой емкости матрицы, может достигать 100%.

Кривая 3 на фиг. 2 соответствует режимам пуска и разгона двигателя 068Э, в процессе которых параметры, определяющие состояние теплообменника, изменяются согласно фиг. 3. Изменение коэффициентов теплоотдачи по режимам учитывалось путем аппроксимации экспериментальной зависимости $\alpha = f(G)$, полученной в лаборатории теплообменных аппаратов НАМИ.

В диапазоне 5—12 сек с момента пуска наблюдается некоторое



Фиг. 5. Программа подачи топлива в камеру сгорания высокого давления газотурбинного двигателя 068Э в процессе разгона по закону $t_{зв} = t_{зс} = 1000^\circ\text{C}$:

1 — с учетом теплоемкости матрицы;
2 — $\sigma_p = \text{const}$.

уменьшение температуры $t_{к.с.}$. Это объясняется интенсивным возрастанием расхода воздуха (газа) в указанном отрезке времени (см. фиг. 3), когда матрица теплообменника еще недостаточно прогрелась. Тепловое состояние матрицы в процессе пуска и разгона иллюстрируется на фиг. 4.

На фиг. 5 показан закон подачи топлива в камеру сгорания высокого давления, отвечающий программе разгона двигателя при постоянных температурах газа за обеими камерами. Как видно из фиг. 5, отсутствие учета тепловой инерции теплообменника может привести к чрезмерным ошибкам в определении необходимого расхода топлива при разгоне, превышающим 100%. Расчеты показывают, что если задать программу подачи топлива по числам оборотов турбокомпрессоров в предположении $\sigma_p = \text{const}$, то двигатель вообще не удалось бы разогнать.

ЛИТЕРАТУРА

1. Барский И. А. Изменение степени регенерации газотурбинного двигателя на неустановившихся режимах. «Автомобильная промышленность», 1962, № 12.

2. Котляр И. В. Частичные и переходные режимы работы судовых газотурбинных установок. Л., Изд-во «Судостроение», 1966.

3. Шварцман Э. Е. Теоретический анализ приемистости трехвального АГТД. В сб.: «Труды НАМИ», вып. 110. М., 1969.

4. London A. L., Biancardy F. R., Mitchell I. W. The Transient Response of Gas — Turbine — Plant Heat Exchangers — Regenerators, Intercoolers, Precoolers and Ducting. Transactions of the ASME, SA, v. 81. 1959, October, № 4.

ВЫСОКОЭФФЕКТИВНЫЙ ПЛАСТИНЧАТЫЙ РЕКУПЕРАТОР ДЛЯ АВТОМОБИЛЬНОГО ГАЗОТУРБИННОГО ДВИГАТЕЛЯ

В НАМИ разработана оригинальная конструкция пластинчатого рекуператора с перекрестно-противоточной схемой относительного движения теплоносителей для ламинарного режима их течения.

Главной трудностью на пути создания такого рекуператора была проблема коллектирования воздуха, т. е. проблема соединения большого количества внутренних полостей тонкостенных пакетов с общим коллектором.

Приварка относительно толстостенного воздушного коллектора (толщиной 2—3 мм) к матрице теплообменника после ее пайки не позволяла обеспечить герметичность воздушных коллекторов из-за трещин от термических напряжений и местных прожогов тонких стенок пакетов, изготовленных из стальной ленты Х18Н10Т толщиной 0,15—0,20 мм.

Проблема коллектирования воздуха была решена путем изготовления стенок пакетов заодно с коллектирующими элементами и пайки матрицы рекуператора заодно с воздушными коллекторами. Таким образом, воздушный коллектор конструктивно выполнен в виде сиффона, внутренние кольцевые полости которого поэлементно сообщаются с внутренними полостями пакетов матрицы рекуператора.

Такой коллектор при толщине ребристой стенки всего лишь 0,15—0,20 мм выдерживает значительные давления воздуха при температуре 600°C.

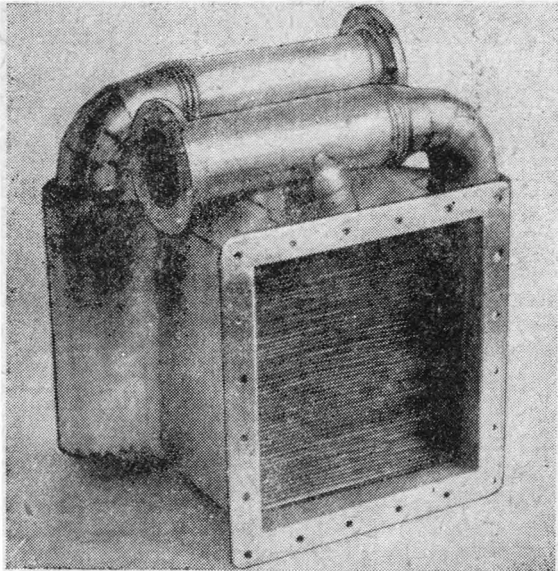
Пайка матрицы рекуператора производится высокотемпературным припоем в нейтральной атмосфере.

Необходимо отметить, что теплообменник относительно прост в изготовлении. Для его производства необходимы электрические машины для шовной и точечной электросварки, участок для галь-

ванических покрытий, пресс и шахтная электрическая печь с рабочей температурой 1200°C для пайки матрицы.

При разработке конструкции пластинчатого рекуператора уделялось особое внимание вопросам максимального увеличения поверхности противотока и уменьшения поверхности перекрестного тока, т. е. вопросам повышения интенсивности теплообмена принятой схемы относительного движения теплоносителей.

На фиг. 1 показан общий вид модели рекуператора, у которой отношение поверхности противотока к общей поверхности со стороны газа составляет 75%.



Фиг. 1. Модель пластинчатого рекуператора.

Основные газодинамические и геометрические параметры модели рекуператора приведены в таблице.

Матрица модели рекуператора состоит из набора 63 пакетов, между которыми проложено оребрение, образующее в сочетании со стенками смежных пакетов треугольные каналы для газа. При сборке матрицы рекуператора по соображениям организационного характера было принято решение об укладке по газовому тракту после каждой пяти поверхностей с $d_r = 1,20$ мм и высотой ребра $h_p = 1,00$ мм одной поверхности с $d_r = 1,55$ мм и высотой ребра $h_p = 1,50$ мм.

Таким образом, газовый тракт модели рекуператора был набран из 52 поверхностей с $d_r = 1,20$ мм и 10 поверхностей с $d_r = 1,55$ мм. Такое отступление от проекта привело, разумеется, к уменьшению степени регенерации.

В рекуператоре применены поверхности теплообмена с гладким оребрением с обеих сторон, т. е. без турбулизаторов и прерывателей пограничного слоя теплоносителей, так как штамповка жалюзийных турбулизаторов (без заусенцев) на боковых стенках

Т а б л и ц а

Параметры	Воздух	Газ
Расход теплоносителя G , кг/сек	0,200	0,200
Давление перед рекуператором p' , ата	5,75	1,11
Температура перед рекуператором t' , °C	257	597
Степень регенерации τ , %		75
Относительные суммарные потери давления δ , %		6
Диаметр гидравлический d_g , мм	0,90	1,20
Высота ребра h_p , мм	0,50	1,00
Толщина стенки пакета $\delta_{ст}$, мм	0,17	0,17
Толщина ребра δ_p , мм	0,10	0,10
Поверхность теплообмена F , м ²	5,02	8,80
Удельный объем \bar{V} , л/кг/сек		25,5
Удельный вес \bar{G} , кг/кг/сек		75
Число Рейнольдса на участке противотока Re	900	535
Число Рейнольдса на перекрестном участке Re^*	2150	—
Количество пакетов n , шт.		63

треугольных каналов с малыми гидравлическими диаметрами представляет большие технологические трудности. Кроме того, применение технологичных в изготовлении коротких прерывателей пограничного слоя весьма усложняет сборку натуральных рекуператоров и делает ее в массовом производстве практически невозможной.

Сочетание гладкого оребрения со стенками пакетов образует в поперечном сечении матрицы пластинчатого рекуператора каналы с профилем равнобедренных треугольников.

Углы при вершинах треугольных каналов конструктивно скруглены радиусом 0,3 мм, а углы у основания треугольных каналов заполнены припоем, который при пайке матрицы рекуператора затекает в углы и образует так называемые галтели с радиусом скругления приблизительно 0,3 мм. Таким образом, все углы обоих треугольных каналов получают скругленными радиусом приблизительно 0,3 мм.

Треугольный канал для газа имеет угол при вершине, равный 20°, а для воздуха — 60°.

Гидравлические диаметры треугольных каналов для газа приняты равными 1,20 мм и для воздуха 0,90 мм, в то время как матрица пластинчатого рекуператора для двигателя Форд-704 имеет гидравлические диаметры для газа 1,11 мм и для воздуха 0,67 мм.

Гофрированная лента, образующая гладкое оребрение, изготавливается на специальном полуавтоматическом штампе, разработанном ЗОКом НАМИ.

Условимся в дальнейшем называть это оребрение штампованным.

Однако имеется более технологичный способ изготовления оребрения, например прокатка стальной ленты в валках шестеренчатого типа. Естественно, существует тенденция применения такого оребрения для поверхностей теплообмена в пластинчатых рекуператорах. Условимся называть такое оребрение модульным.

Модульное оребрение, несмотря на технологичность его изготовления, имеет следующие недостатки:

1. Недостаточная частота оребрения поверхности теплообмена со стороны газа, так как в зубчатом зацеплении невозможно получить шаг оребрения, значительно меньше его высоты. Поэтому сечение треугольных каналов поверхностей теплообмена с модульным оребрением имеет профиль примерно равностороннего треугольника.

Таким образом, при модульном оребрении поверхности теплообмена с обеих сторон отношение поверхности со стороны газа к поверхности со стороны воздуха оказывается практически равным единице. Поскольку коэффициент теплоотдачи со стороны воздуха больше коэффициента теплоотдачи со стороны газа, то поверхность со стороны воздуха получается относительно переразмеренной.

Штампованное оребрение поверхности теплообмена со стороны газа с углом при вершине треугольного канала 20° позволяет в отличие от модульного оребрения получить высокую частоту оребрения поверхности со стороны газа и достигнуть тем самым более оптимального соотношения поверхностей со стороны газа и воздуха, близкого к обратному отношению их коэффициентов теплоотдачи.

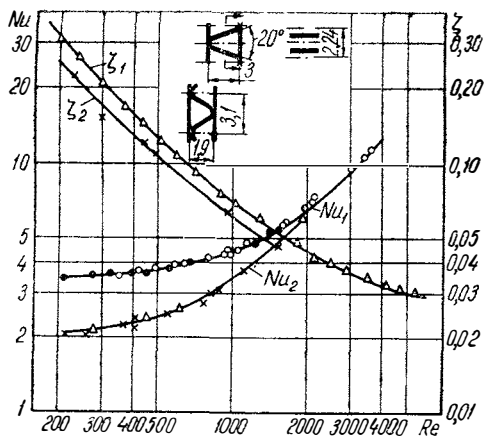
Так, в модели рекуператора НАМИ, на участке противотока, достигнуто отношение поверхности со стороны газа к поверхности со стороны воздуха, равное 1,55, при отношении коэффициентов теплоотдачи $\frac{\alpha_{\text{в}}}{\alpha_{\text{г}}} = 1,38$.

2. Большой радиус скругления угла при вершине треугольного канала. Меньший радиус скругления в валках шестеренчатого типа сделать невозможно, так как зубья шестерен выйдут из зацепления.

При такой конфигурации сечения треугольных каналов в углах при основании образуются узкие угловые зоны, которые характеризуются в отличие от ядра канала пониженными числами Re и пониженной интенсивностью теплоотдачи [1—3].

На фиг. 2 приведены геометрические параметры и теплогидравлические характеристики двух поверхностей теплообмена. Характер протекания характеристик теплоотдачи показывает, что поверхность теплообмена с модульным оребрением, имеющая более ост-

рые углы с узкими угловыми зонами у основания треугольных каналов, обладает на ламинарном режиме течения меньшей интенсивностью теплоотдачи, чем поверхность теплообмена со штампованным оребрением, причем снижение интенсивности теплоотдачи увеличивается с уменьшением числа Re .



Фиг. 2 Тепловые и гидравлические характеристики поверхностей теплообмена:

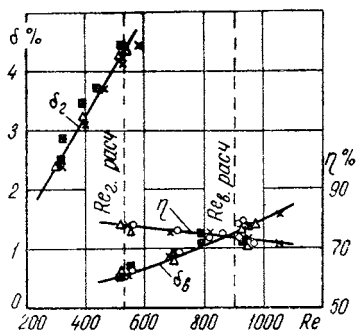
1 — поверхность со штампованным оребрением ($d_r = 1,55$ мм; $\frac{l}{d_r} = 52$); 2 — поверхность с модульным оребрением ($d_r = 1,30$ мм; $\frac{l}{d} = 62$).

На фиг. 3 представлены зависимости степени регенерации и относительных потерь давления теплоносителей в трактах рекуператора от числа Re для смешанных поверхностей теплообмена со стороны газа. На расчетном числе $Re_B = 900$, которому соответствует расход теплоносителей $G_B = \dot{G}_r = 0,200$ кг/сек, получена степень регенерации 74% при несходимости теплового баланса +2%.

Потери давления в воздушном тракте на расчетном числе $Re_B = 900$ составляют 1,35% и потери давления в газовом тракте на расчетном числе $Re_r = 535$ — 4,35%.

Таким образом, общие относительные потери давления на рекуператоре равны 5,7%.

Для оценки степени регенерации рекуператора, имеющего по всему газовому тракту однотипные поверхности теплообмена с $d_r = 1,20$ мм на установившемся номинальном режиме работы была определена средняя температура газа за рекуператором на участке поверхности теплообмена с $d_r = 1,20$ мм, которая оказалась равной 336°C.



Фиг. 3. Изменение степени регенерации и потерь давления.

Если предположить, что газ распределяется по каналам пропорционально живым сечениям, то температура воздуха за рекуператором с односторонними поверхностями, определенная по балансу тепла, оказывается равной 524°C. При этом степень регенерации составит 78%.

Потери давления в газовом тракте такого рекуператора сохраняются, очевидно, на том же уровне, что и в модели, так как числа Re_r в каналах с $d_r = 1,20$ мм и $d_r = 1,55$ мм отличаются несущественно.

Выводы

1. На базе ранее проведенных теоретических и экспериментальных исследований была разработана модель рекуператора с увеличенным до 75% отношением поверхности противотока к общей поверхности теплообмена. При исследовании на модели получена степень регенерации $\eta = 74\%$ для смешанных поверхностей по газовому тракту и $\eta = 78\%$ для односторонних поверхностей с $d_r = 1,20$ мм. Общие потери давления теплоносителей на модели $\delta = 5,7\%$ (расчетные $\eta = 75\%$ и $\delta = 6\%$).

2. Удельный объем модели матрицы составляет 25,5 л/кг/сек, а ее удельный вес с воздушными коллекторами — 75 кг/кг/сек. Удельный вес рекуператора может быть существенно уменьшен за счет применения более тонкой стальной ленты для изготовления стенок пакетов и оребрения.

ЛИТЕРАТУРА

1. Мигай В. К. Теплообмен в треугольном канале при ламинарном течении. Минск, «Инженерно-физический журнал», 1968, № 7.
 2. Петухов Б. С. Теплообмен и сопротивление при ламинарном течении жидкости в трубах. М., «Энергия», 1967.
 3. Developments in heat transfer. Academic Press N. V. and Ld., 1963.
-

Исследование приработки хромированных гильз цилиндров автомобильных двигателей. Енукидзе Б. М., Ермолаев П. С. В сб.: «Труды НАМИ», вып. 125. М., 1970, стр. 3—10.

Приводятся результаты исследования приработки гильз цилиндров, покрытых гладким хромом, на двигателях ГАЗ-21 и ЗМЗ-53.

Задиры хромированных гильз возникают вследствие схватывания хрома с алюминиевым сплавом поршня. При увеличении емкости зеркала гильзы, уменьшении удельного давления и увеличении зазора, в паре поршень — гильза интенсивность схватывания уменьшается. Полное устранение схватывания достигается при нанесении на поршень различных прирабочных покрытий, лучшие из которых получают омеднением и анодированием.

Удельный износ хромированных гильз по результатам эксплуатационных испытаний двух двигателей ГАЗ-21 составляет 0,5—0,7 мк/1000 км.

Применение хромированных гильз целесообразно на автомобилях, работающих в особо тяжелых условиях.

Библиографий 6.

Новый метод расчета формы поршневых колец для автомобильных двигателей. Коган Ю. А. В сб.: «Труды НАМИ», вып. 125. М., 1970, стр. 11—26.

Изложен новый метод расчета формы поршневых колец в свободном состоянии. Этот метод по сравнению с существующими характеризуется следующими особенностями:

1) учитывает изменение величины модуля упругости по периметру чугунного кольца, что снижает брак по просвету колец в калибре;

2) позволяет производить расчеты маслосъемных колец с учетом особенностей их конструкции, что способствует созданию хорошей прилегаемости.

Приведены результаты расчета формы поршневых колец для основных моделей отечественных двигателей. Дается метод изготовления поршневых колец с неравномерной эпюрой давлений путем термофиксации на шпонке эллипсной заготовки.

Таблиц 1. Фигур 4. Библиографий 2.

Методика теплового расчета и оптимизации некоторых параметров цикла двигателя внутреннего сгорания. Калачев Л. Д. В сб.: «Труды НАМИ», вып. 125. М., 1970, стр. 27—39.

Кратко дается методика теплового расчета двигателей внутреннего сгорания, основанная на непосредственном численном решении дифференциальных уравнений, описывающих процессы в двигателе внутреннего сгорания. Эти зависимости учитывают реальные законы движения клапанов при впуске и выпуске, растянутый во времени закон выделения тепла, теплопередачу, утечку рабочего тела через кольца, изменение давления в впускном трубопроводе при впуске (без учета волновых явлений). Итогом расчета являются индикаторная диаграмма и среднее индикаторное давление цикла.

На основании этой методики показано, как могут быть оптимизованы моменты начала впрыска топлива (или зажигания), начала открытия и конца закрытия клапанов при заданном законе их движения. Показана возможность определения максимального значения среднего индикаторного давления.

Фигур 8. Библиографий 1.

Метод расчета рекуперативного теплообменника на переходных режимах газотурбинного двигателя. Шварцман Э. Е. В сб.: «Труды НАМИ», вып. 125. М., 1970, стр. 40—50.

Приведен метод расчета противоточного рекуперативного теплообменника на неустановившихся режимах с учетом распределенной по потоку теплоемкости матрицы.

Выведена система из пяти уравнений в частных производных. При известном законе изменения давления воздуха и газа по длине теплообменника эта система описывает температурное состояние матрицы и теплоносителей для произвольного изменения расходов и температур теплоносителей на входе с учетом переменных коэффициентов теплоотдачи.

Путем оценки некоторых членов система упрощается и приводится к трем интегральным уравнениям в форме, удобной для решения на ЭЦВМ.

Приводятся примеры расчета теплообменника применительно к трехвальному автомобильному газотурбинному двигателю, выпущенные на ЭЦВМ «Минск-22»

Фигур 5. Библиографий 4.

Высокоэффективный пластинчатый рекуператор для автомобильного газотурбинного двигателя. Васильев Т. И. В сб.: «Труды НАМИ», вып. 125. М., 1970, стр. 51—56.

Приводится краткое описание конструкции высокоэффективного пластинчатого рекуператора и материалы его экспериментального исследования.

Рекуператор, выполненный по перекрестно-противоточной схеме относительного движения теплоносителей, имеет 75% поверхности противотока и лишь 25% поверхности перекрестного тока, что позволило получить высокую степень регенерации 0,78 при удельном объеме матрицы 25,5 л/кг/сек.

Кроме этого, дана сравнительная оценка конструкций двух поверхностей теплообмена и показан характер течения теплоносителей в треугольных каналах матрицы при ламинарном режиме.

Таблиц 1. Фигур. 3. Библиографий 3.

СОДЕРЖАНИЕ

Б. М. Е ну к и д з е, П. С. Е р м о л а е в. Исследование приработки хромированных гильз цилиндров автомобильных двигателей	3
Ю. А. К о г а н. Новый метод расчета формулы поршневых колец для автомобильных двигателей	11
Л. Д. К а л а ч е в. Методика теплового расчета и оптимизации некоторых параметров цикла двигателя внутреннего сгорания	27
Э. Е. Ш в а р ц м а н. Метод расчета рекуперативного теплообменника на переходных режимах газотурбинного двигателя	40
Т. И. В а с и л ь е в. Высокоэффективный пластинчатый рекуператор для автомобильного газотурбинного двигателя	51
Рефераты к статьям	57

Труды НАМИ, вып. 125

Ответственный редактор И. С. Лунев

Научные редакторы: А. С. Айзенберг, А. Е. Балтер, М. М. Вихерт,

Л. В. Корчемный, С. Б. Чистозвонов, Э. Е. Шварцман

Редактор Т. И. Дегожская

Технический редактор С. М. Печникова

Корректоры: О. А. Зенова, Р. М. Журавлева

Л 95925. Подп. к печ. 22/X 1970 г. Форм. бум. 60x90.₁₆.

Печ. л. 4. Уч.-изд. л. 3,68. Зак. 63. Тир. 800. Цена 26 коп.

Типография НАМИ. Москва, А-438, Автомоторная ул., 2.

Замеченные опечатки

Стр.	Строка	Напечатано	Должно быть
43	8 снизу	$f = \frac{\alpha_{в0} F_{в}}{\alpha_{г0} F_{г}}$	$f_{II} = \frac{\alpha_{в0} F_{в}}{\alpha_{г0} F_{г}}$

Труды НАМИ, вып. 125

Цена 26 коп.