

сора / В.П. Герасименко, Н.К. Рязанцев, Ю.А. Анимов, В.В. Белоус // *Авиац.-косм. техн. і технологія.* – 2001. – Вип. 26. – С. 75–78. 13. Ishida M., Ueki H., Senoo Y. *Effect of blade tip configuration on tip clearance loss of a centrifugal impeller // ASME Paper*

N89-GT-80. – 1989. – 6 p. 14. *Рабочее колесо центробежного нагнетателя / Н.Н. Алексейчук, Ю.А. Анимов, В.П. Герасименко и др. / А.с. 1603073 СССР, МКИ F04 D29/22.– Заявлено 10.05.88. – №4422821. Оpubл. 30.10.90. Бюл. №40.*

УДК 621.436-242

С.В. Лыков, инж.

ШАТУННО-ПОРШНЕВАЯ ГРУППА ДВИГАТЕЛЕЙ ДЛЯ БРОНЕТАНКОВОЙ ТЕХНИКИ

Во всех без исключения двигателях шатунно-поршневая группа является наиболее нагруженным и ответственным узлом, испытывающим большие температурные, динамические и механические нагрузки. Большинство случаев выхода двигателей из строя связано с неудовлетворительной работой шатунно-поршневой группы. Стараясь максимально использовать положительные стороны поршней и свести к минимуму неблагоприятные сопутствующие условия еще на этапе проектирования было принято решение о создании составной конструкции поршня.

Идея составного поршня состоит в том, что детали, выполненные из жаропрочных сталей, выполняют роль теплозащитного барьера, а детали из легких сплавов - теплоотводящих поверхностей и силовых элементов. Такой подход позволяет существенно уменьшить инерционные нагрузки на детали кривошипно-шатунного механизма, снизить механические потери на трение, теплоотдачу в систему охлаждения, что в свою очередь ведет к уменьшению размеров обслуживаемых систем двигателя.

Составной поршень (рис. 1) имел следующую конструкцию. Накладка 1 из жаропрочной стали с

помощью четырех болтов крепится к алюминиевому корпусу 6, поджато пружинами 12 и пакетами из уплотняющих и сферических шайб 7. Между корпусом поршня и накладкой расположена проставка 3 из жаропрочной стали, она является как дросселем на пути теплового потока из накладки в корпус поршня, так и регулирующим элементом, уменьшающим погрешность степени сжатия. Конструкция поршня позволяет устанавливать неразрезное жаровое кольцо 2, находящееся между накладкой и проставкой. Проставка является опорной поверхностью для жарового кольца. Жаровое кольцо защищает ниже расположенные в кольцедержателе и корпусе поршня уплотнительные кольца 4. В нижней части корпуса поршня устанавливаются два маслосъемных кольца 10. В бобышки поршня запрессовываются стальные втулки. Поршневой палец 11 плавающего типа, установлен в шатуне на игольчатом двухрядном подшипнике 9. Палец является внутренней обоймой игольчатого подшипника. Функции наружной обоймы выполняет втулка поршневой головки шатуна 8. В стержне шатуна выполнено сверление для подачи масла от кривошипной к поршневой головке шатуна.

Кривошипная головка в шатуне имеет канавку для подвода масла к отверстию в стержне шатуна.

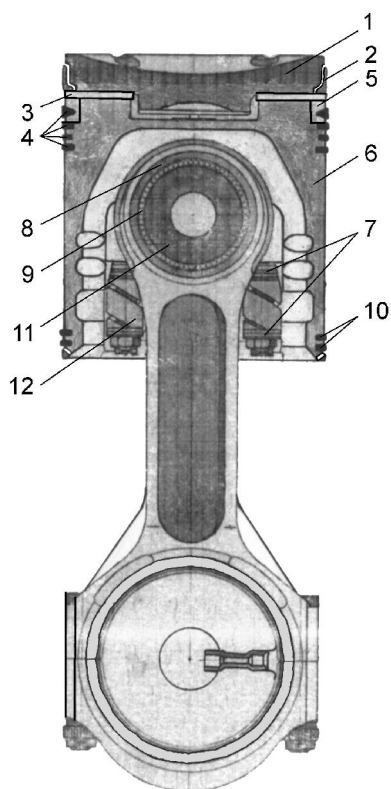


Рис. 1. Составной поршень

Сложность конструкции шатунно-поршневой группы обусловлена стремлением обеспечить работоспособность узла при высокой литровой мощности. Уже на первых образцах в середине пятидесятых годов выше перечисленные конструкторские решения позволили добиться перепада температур по высоте поршня с 900°C до 150°C , тепловой поток через поршень составил 8% от эффективной мощности, что в 2...2,5 раза меньше чем в дизелях обычной конструкции. Это стало возможно благодаря жаростойкой накладке.

С самого начала огромная роль отводилась вопросам работоспособности жарового кольца. Жаровое кольцо выполняет ряд функций:

- уменьшение объема вредного пространства камеры сгорания;
- четкое определение фаз газораспределения;
- защита уплотнительных колец и корпуса поршня от непосредственного контакта с горячими газами камеры сгорания.

Жаровое кольцо работает под воздействием высоких температур и давлений газов. Низ кольца имеет температуру до 450°C , а в зоне контакта с гильзой цилиндра около 250°C , и это всего при высоте в 12 мм. Такие тяжелые условия работы вели к необходимости поиска новых материалов, износостойких и приработочных покрытий, технологий, конструкторских решений.

Корпус поршня, выполненный из алюминиевого сплава, воспринимает высокие температурные и динамические нагрузки. Со временем прочность алюминиевого сплава снижалась, в ходе длительных испытаний наблюдалось разбивание поршневых канавок кольцами и, как следствие, разрушение перемычек. С целью устранения дефекта на корпусе поршня вскоре появился колецедержатель из немагнитной аустенитной стали 40Г18Ю3Ф. Особенностью данной стали является коэффициент линейного расширения близкий к коэффициенту расширения алюминиевого сплава.

Улучшение надежности корпуса поршня было достигнуто также благодаря подбору необходимого профиля, маслоёмкого рельефа, термообработки, технологии штамповки.

Много внимания было уделено игольчатому подшипнику поршневой головки шатуна. Вследствии ограничений по габаритам решение проблемы надежности и долговечности пришлось решать путем поиска новых материалов, методов улучшения и упрочнения поверхностей, внедрения новых гальванопокрытий и оптимизации режимов термообработки. Для устранения на поверхностях пальцев такого дефекта при шлифовке как прижог перешли со шли-

фовки пальцев в центрах к шлифовке на бесцентрово-шлифовальные станки, на втулке ВГШ внутреннюю поверхность стали хонинговать.

Для увеличения прокачки масла через подшипник ВГШ претерпела изменения и конструкция кривошипной головки шатуна и вкладыша крышки шатуна.

Двухтактный дизель со встречно движущимися поршнями 5ТД, появившийся в середине прошлого века, оказался изделием нового поколения, показатели по литровой (42,8 л.с./л) и особенно габаритной мощности (729,5 л.с./м³) оказались передовыми для своего времени. При рабочем объеме в 13,6 литра с частотой вращения 3000 мин⁻¹ максимальная мощность составляла 580 л.с. Это стало возможным благодаря открытой камере сгорания в жаровой накладке с минимальным охлаждаемым объемом камеры сгорания между накладками сближающихся поршней.

Жаровое кольцо изготавливалось из стали 65Г, в качестве износостойкого покрытия применяли хром, а приработочным покрытием служил свинец. Образующая боковой рабочей поверхности имела конусоцилиндрический профиль.

Корпус поршня также имел профиль рабочей поверхности конусообразный.

В верхней части корпуса был запрессован кольцеводержатель для первого уплотнительного кольца трапецевидного типа, ниже, непосредственно в алюминиевом корпусе было выполнено три канавки для уплотнительных колец прямоугольного сечения.

В кривошипной головке шатуна имелась маслоподводящая канавка во вкладыше, выполненная на дуге 90°.

Дальнейший ход работ по повышению надежности и увеличению мощности (до 700 л.с.) потребовал поиска и внедрения новых решений. У нового двигателя 5ТДФ выросла удельная литровая мощность до 52 л.с./л. Но удачные конструкторские ре-

шения, заложенные на прототипе, позволили справиться с поставленными задачами, не подвергая пересмотру самой идеи компоновки.

Из-за увеличивающейся теплонапряженности накладку из жаропрочной стали ЭИ 283 стали покрывать термодиффузионным хромом со стороны камеры сгорания, предохраняя тем самым ее от разгаров.

Тепловые эволюции накладки относительно корпуса поршня из алюминиевого сплава АК4-1 компенсировались, как и на 5ТД, при помощи витых пружин из стали 50ХФА, установленных на стяжных болтах изготовленных из сплава ЭИ 893. Поршневой палец выполнялся из хромоникелевой стали, наружная поверхность пальца подвергалась цементации и накатке.

Решение проблемы разрушения перемычек поршневыми кольцами и поломки трапецевидного кольца вылились в конечном итоге в два уплотнительных кольца прямоугольного сечения расположенных в едином кольцеводержателе.

После повышения форсировок на первое место вышли вопросы обеспечения работоспособности жарового кольца, корпуса поршня, подшипника ВГШ. Для того чтобы заставить жаровое кольцо работать в течение всего гарантийного срока пришлось пойти на радикальные меры. Профиль кольца был пересмотрен и в результате стал сферическим (R640 мм). Для повышения усталостной прочности кольца пробовали материалы X12M, 65C2BA, но остановились на 4X5MФ1С-Ш. Эта сталь имела усталостную прочность на 30% выше, чем у стали X12M. Чтобы уменьшить износ кольца и повысить его антизадирные свойства подбирали и новое износостойкое покрытие. В качестве нового покрытия появилось хромомолибденовое вместо покрытия хромом. Это покрытие имеет более высокую исходную твердость и меньше теряет ее при высоких температурах. На наружной поверхности появился мас-

лоёмкий рельеф в виде пор. Сопрягающий радиус между полочкой и манжетой стал сложным - двухрадиусным. Для улучшения приработки колец после долгих поисков и проверок из свинца, олова, серебра

и медь-дисульфид молибдена в качестве приработочного покрытия было выбрано покрытие с медь-дисульфид молибденом. Оно имело низкий коэффициент трения (0,02).

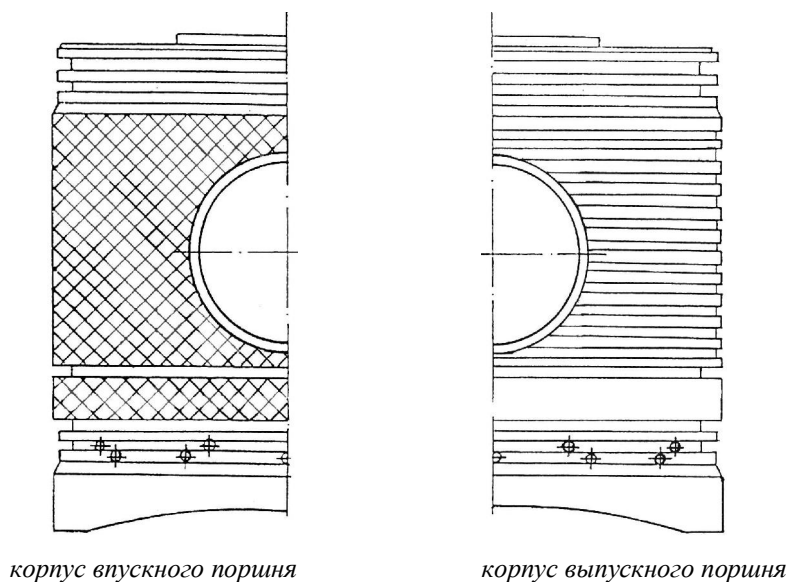


Рис. 2. Корпуса поршней

Из-за возросших нагрузок на корпусе поршня также было отмечено появление большого числа различных дефектов. Решая вновь возникшие проблемы, был сделан сложный профиль корпуса поршня, теперь он стал овальнобочкообразный. На самом корпусе появился маслосъемный рельеф в виде синусоидной вибронакатки (рис.2). На внутренней поверхности юбки были упразднены фрезеровки уменьшающие прочность поршня, толщину стенок юбки увеличили.

Не меньше вопросов возникло и при доводке подшипника ВГШ. На наружной поверхности втулки был выполнен маслосъемный рельеф методом алмазного выглаживания, на втулку начали наносить антифрикционное кадмиевое покрытие. Это позволило уйти от переноса металла между скользящими поверхностями и устранить наклеп отверстия в шатуне

втулкой. Саму втулку, иглы, ограничительные кольца выполняли из подшипниковой стали ШХ15-Ш. Вместе с тем, чтобы уменьшить теплонапряженность деталей и улучшить условия смазки деталей поршневой головки шатуна пришлось увеличить прокачку масла.

Но очень скоро возникла необходимость в создании двигателя мощностью 1000 л.с. Решить эту задачу исключительно благодаря установке шестого цилиндра не получалось, приходилось опять увеличивать уровень форсировок, что вело к появлению новых вызовов. Вскоре было доказано, что создание дизеля на 1000 л.с. опираясь на решения воплощенные в 5ТДФ, невозможно. Была проведена работа по выявлению наиболее тонких мест и намечены пути их устранения. Вскоре появился новый двигатель с

новыми техническими решениями.

Прежде всего, опять выросла удельная литровая мощность (до 61,5 л.с./л), при этом камеру сгорания между накладками уменьшили, это дало возможность не подвергать пересмотру системы двигателя. Вместе с тем пришлось увеличивать более чем на 20% объем камер сгорания в накладках в сторону увеличения. Этот вопрос решили за счет оптимизации и изменения формы камеры сгорания. На жаровых кольцах помимо замены износостойкого покрытия, теперь начали применять хромвольфрам, на выхлопных жаровых кольцах изменился и маслосъемный рельеф, он стал представлять собой винтовую канавку. Корпус поршня также претерпел изменения. На боковой поверхности выхлопных поршней изменили маслосъемный рельеф, это вылилось в нарезание кольцевых канавок (рис.2), что дало возможность улучшить смазку боковой поверхности поршня, так как в маслосъемном рельефе задерживалось больше масла, и снизить температуру поршня. Форсирование привело и к росту механических нагрузок на поршень. С целью повышения работоспособности пружин и уменьшения деформаций поршня, витые пружины были заменены рессорными пружинами. На корпусе поршня, для борьбы с наддувом картеров, под пальцем было установлено дополнительное уплотнительное кольцо. Надежную работу поршня и игольчатого подшипника решили путем увеличения подачи масла для охлаждения за счет увеличения проходных сечений масляных каналов во вкладышах и кривошипной головке шатуна.

Не останавливаясь на достигнутом, было при-

нять решение увеличить мощность до 1200 л.с. В связи с дальнейшим форсированием необходимо было принятие новых решений обеспечивающих надежность и работоспособность поршневой группы. Опять встал на повестку дня вопрос о подшипнике поршневой головки шатуна. Для обеспечения надежной работы и ресурса подшипника было принято решение все детали входящие в этот узел, изготавливать из более жаростойкой стали ЭИ 347-Ш. Термообработку пальца и втулки верхней головки шатуна пришлось изменить, палец начали подвергать объемной калке, для втулки внедрили термообработку с повышенной температурой отпуска, так как при увеличенных форсировках температура деталей опять начала повышаться. Уровень форсировки достиг почти 74 л.с./л, таким образом, двигатель форсировали на 20% по сравнению с предыдущим. Для снижения теплонапряженности увеличили прокачку масла, изменили и маслосъемный рельеф наружной поверхности втулки ВГШ, вибронатку заменили более маслосъемным рельефом в виде винтовых канавок, выполняемых при помощи электрохимии. Кроме перечисленных мероприятий, увеличение прокачки масла удалось добиться благодаря выполнению на торцах втулок фрезеровок, увеличению проходных сечений во вкладышах, шатунах и крышках, а также оптимальному расположению жиклеров в шатунных шейках коленвалов. Рост форсирования привел к увеличению давления воздуха в воздушном ресивере и для обеспечения разрежения в картерах на корпусе поршня над маслосъемными кольцами было поставлено еще одно уплотнительное кольцо.

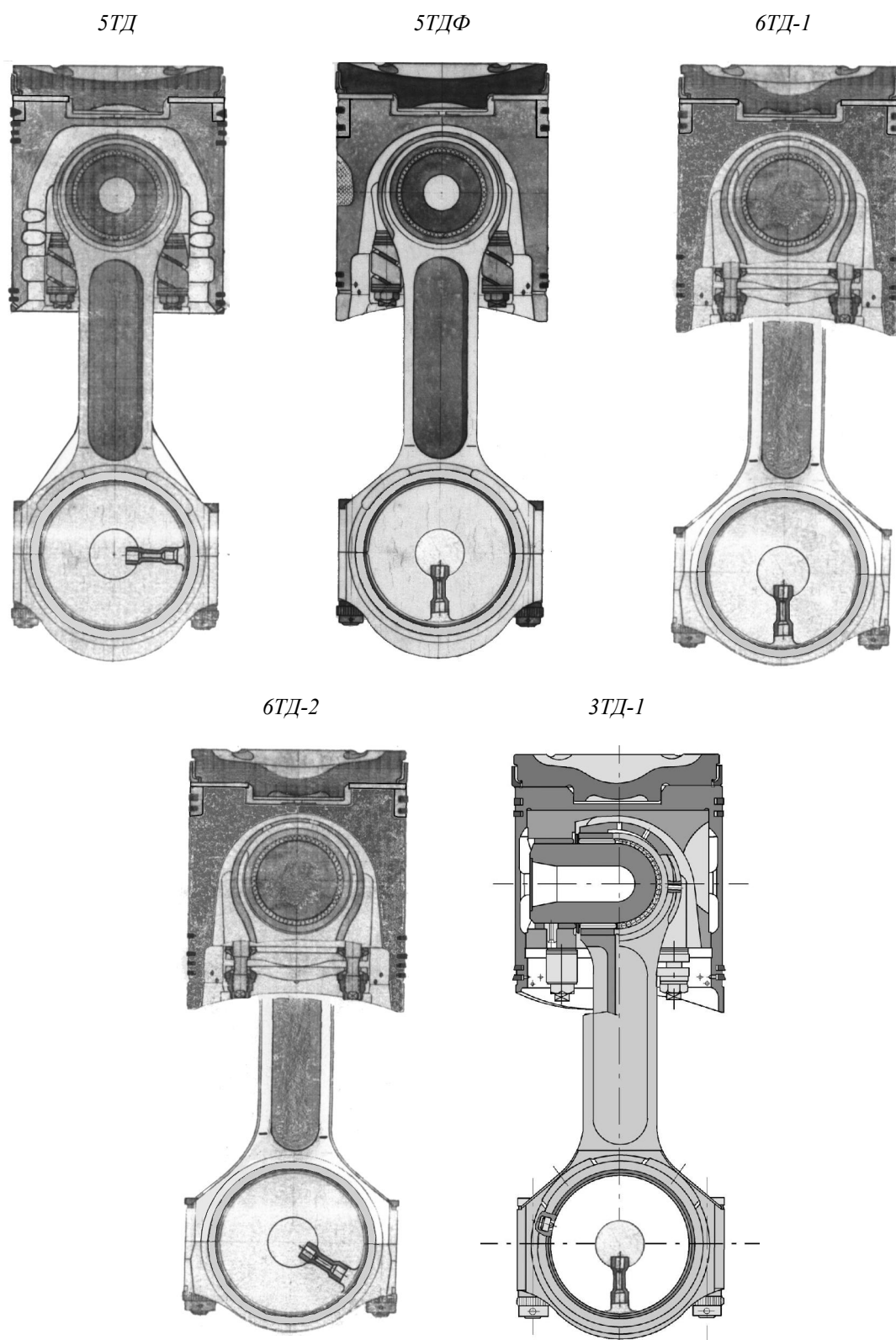


Рис. 3. Шатунно-поршневые группы высокофорсированных дизельных двигателей семейства ТД

При разработке двигателей для легких бронированных машин и особенно конверсионных пришлось учитывать ряд вопросов, на которые ранее не обращали большого внимания - это дымность, выброс вредных веществ с отработавшими газами, длительный срок эксплуатации, цена и другие.

При решении проблем, связанных с экологическими и ценовыми показателями, была проведена работа и с деталями поршневой группы. Идею составного поршня оставили, но конструкцию и материалы пересмотрели. Так появился поршень с чугунным тронком и алюминиевой вставкой. Проставка и вставка здесь отсутствуют, так как роль дросселя теплового потока выполняет сам чугунный тронк, он же является и надежной опорой для жарового кольца. У чугуна антизадирные свойства лучше, чем у алюминия, кроме того, коэффициент линейного расширения у чугуна значительно меньше, чем у алюминиевого сплава АК4-1, а это в свою очередь позволяет уменьшить зазор между поршнем и цилиндром. Между вставкой и тронком есть полость для охлаждающего масла. Эти мероприятия позволили сократить расход масла на угар и как следствие улучшить показатели по дымности и экологическим показателям. В качестве прирабочного покрытия на тронке использовали медь-дисульфид молибдена. Большая работа была проведена по подбору зазора по посадочным поясам между тронком и вставкой. Боковая поверхность тронка цилиндрично-

бочкообразная. Подобная конструкция нашла применение на двигателях с удельной литровой мощностью до 50 л.с./л. Средний расход масла на угар составил 0,6% от расхода топлива, что для двухтактных дизелей специального назначения является неплохим результатом.

Как видно из вышесказанного, увеличение форсировки двигателя на 20% неизбежно приводило к необходимости поиска новых путей решения проблем достижения долговечности, надежности, обеспечения ресурса узлов и деталей шатунно-поршневой группы (рис. 3). Новаторство и революционные решения, защищенные патентами и авторскими свидетельствами, взвешенный подход, ясное понимание цели и путей решения проблем позволяют и сейчас занимать достойное место на рынке специальным высокофорсированным дизелям семейства ТД.

Список литературы:

1. *Конструкция форсированных двигателей наземных транспортных машин: Учебное пособие. Часть I.* / Рязанцев Н.К. / Киев: ИСДО, 1993 г. - 252 с.
2. *Двигатель 6ТД. Техническое описание* / Рязанцев Н.К., Сарычев В.Г. и др. / М.: Военное издательство, 1988 г. - 145 с.
3. *История двигателестроения на ХПЗ - заводе имени Малышева 1911-2001* / Быстриченко А.В., Добровольский Е.М. и др. / Харьков: Митець, ГП "Завод им. Малышева", 2001 г. - 480 с.