



ФЕДЕРАЛЬНАЯ СЛУЖБА
ПО ИНТЕЛЛЕКТУАЛЬНОЙ СОБСТВЕННОСТИ

(12) ОПИСАНИЕ ПОЛЕЗНОЙ МОДЕЛИ К ПАТЕНТУ

(21)(22) Заявка: 2015116553/06, 30.04.2015

(24) Дата начала отсчета срока действия патента:
30.04.2015

Приоритет(ы):

(22) Дата подачи заявки: 30.04.2015

(45) Опубликовано: 10.02.2016 Бюл. № 4

Адрес для переписки:

105005, Москва, ул. 2-я Бауманская, 5, стр. 1,
МГТУ им. Н.Э. Баумана, ЦЗИС, для Путинцева
С.В. (каф. Э-2)

(72) Автор(ы):

Путинцев Сергей Викторович (RU),
Агеев Артем Геннадиевич (RU)

(73) Патентообладатель(и):

федеральное государственное бюджетное
образовательное учреждение высшего
профессионального образования
"Московский государственный технический
университет имени Н.Э. Баумана" (МГТУ
им. Н.Э. Баумана) (RU)

(54) ПОРШЕНЬ ДЛЯ ДВИГАТЕЛЯ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Формула полезной модели

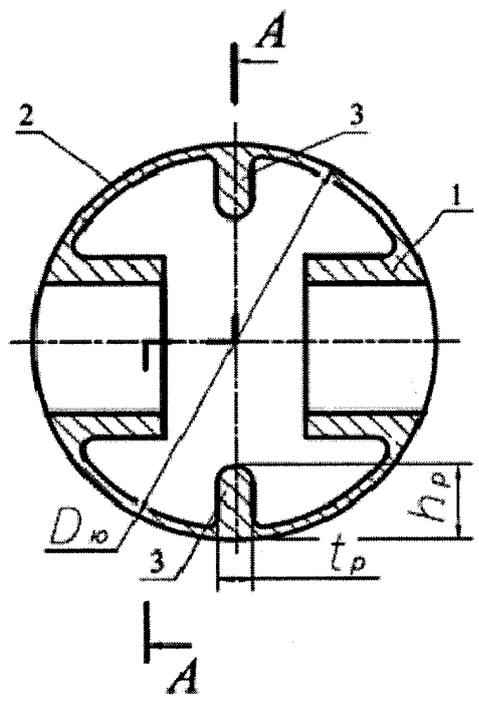
1. Поршень для двигателя внутреннего сгорания, содержащий бобышки с торцовыми поверхностями, перпендикулярными оси бобышек, неразрезную юбку и ребра жесткости, отличающийся тем, что на внутренней поверхности юбки по обеим ее сторонам относительно плоскости, проходящей через ось поршня и ось бобышек, выполнено не менее одной пары ребер жесткости, ориентированных параллельно плоскости, перпендикулярной оси бобышек.

2. Поршень по п. 1, отличающийся тем, что выполнена одна пара ребер жесткости на противоположных внутренних сторонах юбки в плоскости, проходящей через ось поршня перпендикулярно оси бобышек.

3. Поршень по п. 1, отличающийся тем, что пары ребер жесткости расположены напротив бобышек в зонах, ограниченных плоскостями, проходящими перпендикулярно оси бобышек через точку сопряжения каждой бобышки с внутренней поверхностью юбки и торцовую поверхность бобышки.

4. Поршень по п. 3, отличающийся тем, что часть или все ребра жесткости составляют одно целое со стенками бобышек.

RU 159529 U1



RU 159529 U1

Полезная модель относится к машиностроению и может быть использована в поршневых машинах, в частности, при изготовлении поршней двигателей внутреннего сгорания (ЛВС), преимущественно быстроходных дизелей автотракторного типа, имеющих поршни с неразрезными юбками из легких материалов и сплавов.

5 Уровень техники

Аналогом предлагаемой полезной модели может быть принят поршень для двухтактного двигателя внутреннего сгорания, содержащий головку, юбку, бобышки с отверстиями под поршневой палец и ребрами жесткости, которые для повышения прочности поршня связаны с внутренней поверхностью головки (патент РФ №11840, 10 опубл. 16.11.1999).

В данной конструкции поршня плоскость ребер жесткости проходит параллельно оси поршневого пальца (см. поз. 7 на фиг. 3 аналога), а их опорная поверхность располагается на ограниченной осевой длиной и диаметром бобышек части днища поршня. Выполненные и расположенные таким образом ребра жесткости способны 15 повысить прочность не всего поршня, а только днища его головки. Размещение ребер жесткости в верхней (между бобышками и днищем) части поршня приводит к нежелательному смещению центра тяжести поршня к его головке, что ухудшает балансировку поршня, приводя к росту шума и вибраций при переключке (смене сторон прилегания) поршня в цилиндре.

20 При реализации технического решения согласно указанному патенту РФ №11840 действие ребер жесткости на прочность наиболее слабого элемента конструкции поршня - его тонкостенной юбки - не распространяется.

Наиболее близким техническим решением (прототипом) к предлагаемой полезной модели можно считать поршень для двигателя внутреннего сгорания (патент РФ 25 №67651, опубл. 27.10.2007), содержащий плоское днище круглой формы, головку и юбку, на внутренней стороне которой расположены бобышки с отверстиями под поршневой палец и ребрами жесткости, соединяющими бобышки с днищем и боковыми стенками поршня для повышения его прочности, причем один из зависимых пунктов данного технического решения допускает отсутствие ребер жесткости на плоской 30 внутренней поверхности днища.

Главным недостатком устройства-прототипа является практическая невыполнимость изготовления устройства и бездоказательность (неочевидность) его эффективности в части, касающейся именно ребер жесткости. Так, в тексте описания устройства согласно прототипу ребра жесткости обозначены позицией 11. Однако, на фиг. 1 (вид спереди) 35 этой позиции

нет. На фиг. 2 (вид спереди в разрезе) позицией 11 обозначена плоская поверхность днища поршня, не имеющая никакого отношения к ребрам жесткости, отмеченным в тексте описания и формуле полезной модели. В качестве ребер жесткости на фиг. 2 могла бы быть поверхность, обозначенная позицией 9, но под этим номером в описании 40 проходят термовставки. На фиг. 3 (вид сбоку в разрезе) позиция 11 отсутствует. На фиг. 4 и фиг. 5, изображающих вид поршня сверху позиция 11 имеется, но она проставлена на наружной поверхности днища и к ребрам жесткости согласно описанию и формуле прототипа отношения иметь не может. Таким образом, описание и формула устройства-прототипа не дают однозначного толкования места размещения, количества, ориентации плоскости и особенностей конструкционного исполнения ребер жесткости. 45 В этом случае заявление о том, что "выполнение ребер жесткости ... способствует увеличению прочности поршня" является бездоказательным, поскольку в описании нет не только соответствующих фактов в пользу этого утверждения, но и отсутствует

однозначное конструкторское представление этих ребер. Дополнительно, наличие в формуле полезной модели согласно прототипу зависимого пункта исполнения поршня с отсутствием ребер жесткости сводит на нет смысл заявления об "увеличении прочности поршня". Указание о ребрах жесткости, соединяющих бобышки с днищем и боковыми стенками поршня, в совокупности с фактом отсутствия в конструкции каких-либо ребер между бобышками и внутренней поверхностью юбки поршня (фиг. 2 и фиг. 3) означает, что опорная поверхность ребер жесткости в поршне-прототипе не распространяется на его юбку. Расположение ребер жесткости вне, т.е. выше зоны юбки, так же как и в случае поршня-аналога, смещает положение центра масс поршня-прототипа к его головке, нарушая балансировку поршня, что приводит к росту шума, вибрации и износа при его работе.

Под действием гидродинамического давления моторного масла (реакции на боковую силу поршня) тонкостенная юбка поршня испытывает деформации изгиба и, соответственно, получает искажения профиля образующей, что приводит к повышению механических потерь и износа. Деформации изгиба, имея цикловой характер, снижают надежность работы поршня за счет возрастания риска усталостного разрушения последнего в местах концентрации напряжений.

Раскрытие полезной модели

Задачей полезной модели является повышение надежности работы поршня за счет снижения напряжений, деформаций, механических потерь и износа его юбки.

Технический эффект достигается тем, что поршень для двигателя внутреннего сгорания (ЛВС) содержит бобышки с торцовыми поверхностями, перпендикулярными оси бобышек,

неразрезную юбку и ребра жесткости. При этом на внутренней поверхности юбки по обеим ее сторонам относительно плоскости, проходящей через ось поршня и ось бобышек, выполнено не менее одной пары ребер жесткости, ориентированных параллельно плоскости, перпендикулярной оси бобышек (единый общий принцип устройства, распространяющийся на 3 частных случая в виде зависимых пунктов формулы полезной модели).

В частном случае 1 выполнена одна пара ребер жесткости на противоположных внутренних сторонах юбки в плоскости, проходящей через ось поршня перпендикулярно оси бобышек.

В частном случае 2 пары ребер жесткости расположены напротив бобышек в зонах, ограниченных плоскостями, проходящими перпендикулярно оси бобышек через точку сопряжения каждой бобышки с внутренней поверхностью юбки и торцовую поверхность бобышки.

В частном случае 3 часть или все ребра жесткости составляют одно целое со стенками бобышек.

Перечень фигур и таблиц

На фиг. 1-6 соответственно представлены поперечный и продольный разрезы конструкций всех трех частных случаев предлагаемого поршня для ДВС.

На фиг. 7-10 представлен эскиз к назначению основных размеров ребер жесткости на внутренней поверхности юбки предлагаемого поршня (соответствует частному случаю 1 согласно фиг. 2)

В табл. 1 представлено сопоставление максимальных напряжений изгиба в материале и деформаций стенки (искажений профиля) юбки известного поршня и трех частных случаев предлагаемого поршня (на примере конструкции и номинального режима работы дизеля 1Ч 85/80 - ТМЗ-450Д).

В табл. 2 представлено сопоставление параметров конструкции, трения и износа для известного поршня и трех частных случаев и предлагаемого поршня (на примере конструкции и номинального режима работы дизеля 1Ч 85/80 - ТМЗ-450Д).

Осуществление полезной модели

5 Полезная модель поясняется фиг. 1-6, на которых показаны поперечные и продольные разрезы предлагаемого поршня в трех частных случаях реализации единого общего устройства расположения и исполнения ребер жесткости на внутренней поверхности его юбки.

10 Поршень содержит бобышки 1, неразрезную профилированную снаружи юбку 2, на внутренней поверхности которой по обеим сторонам относительно плоскости, проходящей через ось поршня и ось бобышек 1, выполнены ребра жесткости 3, ориентированные параллельно плоскости, перпендикулярной оси бобышек 1. Количество и расположение окружности внутренней поверхности юбки 2 ребер жесткости 3 выбирается в зависимости от размерности ДВС (диаметра и хода поршня), 15 уровня его форсированности, а также может определяться другими конструктивно-технологическими соображениями, принимаемыми во внимание в каждом конкретном частном случае, но должно быть, по крайней мере, не менее двух: в этом случае выполняется по одному ребру жесткости 3 на каждой из противоположащих внутренних сторонах юбки 2 в плоскости, проходящей через ось бобышек 1 и ось поршня (частный 20 случай). Допускается также расположение ребер жесткости 3 напротив бобышек 1, т.е. в зоне внутренней поверхности юбки 2, которая (поверхность) ограничена плоскостями, проходящими перпендикулярно оси бобышек 1 через точку сопряжения бобышки 1 с внутренней поверхностью юбки 2 (основание бобышки) и свободную поверхность (торец) бобышки 1 (частный случай 1). Возможным и, как показали результаты 25 моделирования, наиболее эффективным является в ряде случаев размещение ребер жесткости 3 по частному случаю 2, но со смыканием ребер жесткости 3 с бобышками 1: в этом случае стенка каждой из двух бобышек 1 составляет с обращенными к ней ребрами жесткости 3 одно целое, что значительно повышает жесткость юбки поршня (частный случай 2).

30 Эффект полезной модели состоит в том, что, в отличие от прототипа, повышение жесткости, а, следовательно, снижение искажения профиля образующей распространяется на всю осевую высоту юбки поршня; при этом одновременно достигается благоприятное сближение (вплоть до совпадения) координат центра масс (ц.м.) и оси поршневого пальца поршня, приводящее к улучшению балансировки 35 поршня, что снижает механические потери, износ, а также шум и вибрацию при работе поршня в цилиндре ДВС.

Очевидно, что наличие ребер жесткости на внутренней поверхности юбки не должно препятствовать свободному перемещению (качанию) шатуна относительно оси поршневого пальца в пределах внутреннего пространства юбки поршня. В связи с этим 40 требованием, при размещении ребер жесткости на внутренней стенке юбки поршня в зоне плоскости качания шатуна в пределах толщины его стержня $h_{ш}$, что соответствует частному случаю 1 конструкционного исполнения предлагаемого технического решения (см. фиг. 2 и 7-10), основной ограничительный размер ребер - их высоту h_p - следует согласовывать с параметрами 45

конструкции кривошипно-шатунного механизма исходя из схемы, приведенной на фиг. 8, 10, по выражению

$$h_p = \frac{D_{ю}}{2} - A - B - \Delta, \quad (1)$$

где $D_{ю}$ - диаметр юбки поршня; A - расстояние от оси шатуна до оси поршня в плоскости нижней кромки юбки поршня при максимальном отклонении шатуна на угол β_{max} ; B - расстояние от оси шатуна до минимального зазора Δ между стержнем шатуна и ребром жесткости при аналогичном положении шатуна.

Из решения треугольников следуют необходимые формулы для определения вычитаемых A и B , входящих в выражение (1)

$$A = \frac{L_{ш} \cdot R}{\sqrt{L_{ш}^2 - R^2}}; \quad (2)$$

$$B = \frac{L_{ш} \cdot b_{ш}}{2 \cdot \sqrt{L_{ш}^2 - R^2}}, \quad (3)$$

где $L_{шп}$ - расстояние от нижней кромки юбки поршня до оси поршневого пальца; R - радиус кривошипа коленчатого вала (не показан); $L_{ш}$ - расстояние между осями верхней и нижней головок шатуна; $b_{ш}$ - ширина стержня шатуна на уровне нижней кромки юбки поршня при его (шатуна) максимальном отклонении на угол β_{max} .

В ходе расчета рационального значения предельной высоты ребра h_p по формулам (1)-(3) значение зазора Δ необходимо задавать из конструктивных соображений, при этом значения геометрических параметров $L_{шп}$, R , $L_{ш}$ и $b_{ш}$ принимаются на основе чертежей или замеров деталей конкретной конструкции ДВС.

С учетом достаточной устойчивости соотношений между значениями параметров $L_{шп}$, R , $L_{ш}$ и $b_{ш}$ для выполненных конструкций широкого класса ДВС, например, автотракторного типа, приняв технически обоснованное значение минимального зазора Δ равным 3 мм, а также отношение радиуса кривошипа к длине шатуна $R/L_{ш} = \lambda = 0,22 \dots 0,29$, становится возможным упростить выражение (1), сведя его к элементарной зависимости от диаметра юбки поршня

$$h_p = 0,12 \dots 0,18 D_{ю}. \quad (4)$$

Нижняя граница интервала значений выражения (4) соответствует так называемым длинным поршням ($L_{п}/D_{ю} \geq 1,1$); верхняя - коротким поршням ($L_{п}/D_{ю} \leq 0,9$), где $L_{п}$ - общая длина (осевая высота) поршня (фиг. 8).

Длина ребер жесткости (размер в направлении оси поршня) l_p , имеющая значительное влияние на жесткость юбки последнего, может варьироваться, исходя из существующей геометрии внутренней полости поршня, принятого варианта расположения и количества ребер жесткости, и исходной жесткости стенки юбки поршня. При этом из рассмотрения выполненных конструкций ДВС автотракторного типа очевидно следует, что максимальная длина ребер может быть достигнута только в случае их расположения в зоне качания шатуна между плоскостями, проходящими через торцовые поверхности бобышек (иными словами, в зоне юбки, перекрываемой толщиной стержня шатуна $h_{ш}$, установленного на поршневой палец). Из совокупного анализа конструкций и результатов моделирования напряженно-деформированного состояния (НДС) поршня получено, что выбор рационального значения длины ребер жесткости l_p в общем случае целесообразно связать с длиной юбки поршня $L_{ю}$ (фиг. 2) на основе соотношения 0,25

$$L_{ю} \leq l_p \leq 1,15 L_{ю}.$$

Толщина ребер жесткости t_p выбирается исходя из конструкторско-технологических соображений, однако, с учетом стремления к ограничению массы поршня при введении ребер жесткости, для назначения толщины последних может быть рекомендовано оценочное выражение $t_p = 0,5b_p$. Выполненные авторами оценки показали, что при использовании этого правила выбора толщины ребра t_p увеличение общей массы поршня за счет введения ребер жесткости на его юбке при прочих равных условиях не превышает 5%.

Предлагаемое устройство работает следующим образом. Во время эксплуатации ДВС неразрезная юбка 2, имеющая специально выполненный профиль наружной поверхности, испытывает силовое воздействие со стороны цилиндра (не показан) в виде гидродинамического давления, развивающегося в зоне сужающегося зазора сопряжения юбки 2 с цилиндром при движении поршня на слое смазочного материала. Силовая результирующая этого давления - гидродинамическая реакция (ГР) или гидродинамическая несущая способность, в зависимости от знака и величины скорости движения поршня меняет точку приложения на юбке 2 по разные стороны от оси бобышек 1 в плоскости, проходящей через ось поршня перпендикулярно оси бобышек 1 и, соответственно возникающим условиям, принимает значения меньшие, равные или большие известной боковой силы поршня. В моменты превышения значений ГР над значениями боковой силы и удаления точки приложения первой от оси бобышек 1 юбка 2 испытывает действие изгибающего момента. Этот момент вызывает появление напряжений изгиба в стенке юбки 2 и, как следствие, приводит к деформации последней, что искажает исходный профиль наружной поверхности юбки 2.

Напряжения изгиба в стенке юбки 2 в условиях циклического и знакопеременного характера нагружения поршня приводят к появлению и накоплению усталостных повреждений материала юбки 2, повышая риск разрушения и снижая тем самым надежность работы поршня. Искажение исходного, тщательного выверенного и точно изготовленного, профиля наружной поверхности юбки 2 приводит к нарушению гидродинамического режима работы сопряжения юбки 2 с цилиндром, следствием чего является возрастание сил трения (механических потерь) и износа поршня.

Ребра жесткости 3 на внутренней поверхности стенки юбки 2, расположенные по обе стороны плоскости, проходящей через ось поршня и бобышек 1, и ориентированные параллельно плоскости, проходящей через ось поршня перпендикулярно оси бобышек 1, эффективно повышают сопротивляемость юбки 2 действию изгибающих моментов. Наличие расположенных вышеуказанным образом ребер жесткости 3 на каждой из сторон внутри юбки 2, имеющих рациональные значения высоты h_p , длины l_p и толщины t_p , выбираемые из соотношений соответственно

$$h_p = 0,12 \dots 0,18 D_{ю};$$

$$0,25 L_{ю} \leq l_p \leq 1,15 L_{ю};$$

$$t_p = 0,5 h_p,$$

где $D_{ю}$, $L_{ю}$ - соответственно диаметр и длина юбки поршня, позволяет повысить надежность работы поршня, а также снизить механические потери и износ. Указанные улучшения достигаются за счет уменьшения напряжений изгиба в стенке юбки 2, снижения искажений исходного профиля ее наружной поверхности и улучшения балансировки поршня путем сближения координаты его центра масс с координатой оси бобышек 1.

Анализом установлено, что в известных конструкциях поршней с неразрезными юбками отсутствуют ориентированные параллельно плоскости качания шатуна ребра жесткости, расположенные на внутренней поверхности юбки в зоне действия боковой силы поршня, что доказывает новизну предлагаемого технического решения. В выполненных конструкциях ДВС, в частности, с воздушным охлаждением, в ряде случаев применяют кольцевидное утолщение внутренней поверхности стенки юбки [Дизели с воздушным охлаждением Владимирского тракторного завода / В.В. Эфрос, Н.Г. Ерохин, Р.И. Кульчицкий и др. - М.: Машиностроение, 1976. - 277 с.], однако, во-первых, данное утолщение не связано с повышением жесткости, а предназначено для размещения в стенке юбки поршня канавки под дополнительное маслоотъемное кольцо; во-вторых, утолщение расположено не в продольном (плоскость качания шатуна), а в поперечном сечении юбки и, в-третьих, никакими расчетными или экспериментальными оценками влияние указанного кольцевидного

утолщения на жесткость юбки, и соответственно, профиля ее образующей, не подтверждено.

Расчетное моделирование напряженно-деформированного состояния элементов поршня применительно к размерности и условиям номинального режима работы дизеля с воздушным охлаждением 1Ч 85/80 (ТМЗ-450Д), выполненное с помощью программного комплекса ANSYS, показало, что наличие на внутренней поверхности стенки юбки поршня ребер жесткости трех частных случаев конструкционного исполнения предлагаемого поршня привело к снижению максимальных напряжений изгиба в материале юбки с 38,8 МПа до 26,5 МПа (на 32%) (таблица 1). При этом максимальная деформация стенки юбки поршня, приводящая к искажению исходного профиля последней и локализованная в нижней части юбки поршня в плоскости качания шатуна, уменьшилась с 44 мкм до 14 мкм (на 68%) (таблица 1). Одновременно с этим размещение ребер жесткости в указанной зоне юбки поршня вызвало сближение координаты центра масс поршня с координатой оси поршневого пальца (оси бобышек) на 0,9 мм ... 2,4 мм (45...120%), что привело к благоприятному снижению мощности механических потерь с 790 Вт до 750 Вт (на 4%) и подавлению износа юбки поршня с 6,9 мкм до 4,6 мкм (на 33%) (таблица 2).

Температурные деформации поршня, естественно, имеют место. В данном случае они учитываются тем, что в расчетной конечно-элементной модели НДС поршня изначально использовался профиль юбки в "горячем" состоянии, построенный с учетом деформации исходного чертежного "холодного" профиля юбки в известном температурном поле. Для перевода чертежного "холодного" профиля юбки в рабочий "горячий" (и наоборот) применяли специальную программу "Hot-Cool".

Информация о характере и значениях температурного поля на поршне бралась из заводских экспериментов термометрирования поршней дизелей. При отсутствии таких экспериментальных данных необходимая картина температурных деформаций может быть получена моделированием НДС поршня при задании известных из эксперимента граничных условиях.

Для информации считаем важным указать, что даже если бы мы вообще не учитывали температурную деформацию юбки, то это бы все равно не помешало достижению поставленной в заявке цели. Дело в том, что тепловое искажение чертежного "холодного" профиля юбки вызывает не сама по себе температура (как бы высока она ни была), а характер ее распределения по окружности и, главное, по высоте юбки. Поскольку юбка поршня в первом приближении имеет форму тонкостенной цилиндрической оболочки, постольку равномерное распределение температуры по ее высоте вызывает

равномерную

деформацию, не приводящую к искажению профиля. Искажение профиля вызывает неравномерность распределения температур - температурный перепад. К счастью, реальный температурный перепад по высоте юбок поршней автотракторных ДВС, во
5
первых, обычно не превышает 40°C, во-вторых, имеет локализацию максимальных значений температур в верхней (наиболее жесткой для всех без исключения конструкций) части юбки. Поэтому влияние температур на искажение профиля именно юбки поршня несоизмеримо меньше, чем влияние рассматриваемых в заявке факторов внешней
10
нагрузки (боковой силы поршня и гидродинамического давления), имеющих точку приложения своих максимальных результирующих в наиболее ослабленных местах юбки - ее средней и нижней частях.

Промышленная применимость заявляемого устройства обусловлена простотой технической реализации его признаков, легко вписывающихся в существующие и перспективные способы получения заготовок поршней (литье в кокиль, жидкая
15
штамповка, изотермическая штамповка и др.), а также значимостью получаемых улучшений в виде снижения искажений исходного профиля юбки и максимальных напряжений ее изгиба, что в итоге приводит к повышению надежности работы поршня.

Технико-экономическим преимуществом предлагаемой полезной модели является повышение надежности работы поршня, снижение его механических потерь и износа.

20

Таблица 1

Максимальное напряжение изгиба в материале юбки, МПа						
Известный поршень	Предлагаемый поршень					
	Случай 1	$\delta, \%$	Случай 2	$\delta, \%$	Случай 3	$\delta, \%$
38,8	26,9	31	27,2	30	26,5	32
Максимальная деформация стенки юбки, мкм						
Известный поршень	Предлагаемый поршень					
	Случай 1	$\delta, \%$	Случай 2	$\delta, \%$	Случай 3	$\delta, \%$
44	36	18	26	41	14	68

30

Примечание: δ - относительное изменение (разница) между значениями сходственного параметра известного и предлагаемого поршней

Таблица 2

Параметр	Известный поршень	Предлагаемый поршень					
		Случай 1	$\delta, \%$	Случай 2	$\delta, \%$	Случай 3	$\delta, \%$
Центр масс (ц.м.) поршневого комплекта $X_{ц.м.}, \text{мм}$	2,0	2,9	45	3,9	95	4,4	120
Мощность механических потерь $N_m, \text{Вт}$	790	788	0	762	4	758	4
Максимальный износ юбки поршня $h_{ю}, \text{мкм}$	6,9	6,8	1	4,7	32	4,6	33

35

40

45

Примечание: δ - относительное изменение (разница) между значениями сходственного параметра известного и предлагаемого поршней

(57) Реферат

Полезная модель относится к машиностроению и может быть использована в поршневых машинах, в частности, при изготовлении поршней двигателей внутреннего сгорания (ДВС), преимущественно быстроходных дизелей автотракторного типа, имеющих поршни с неразрезными юбками из легких материалов и сплавов. Задачей полезной модели является повышение надежности работы поршня за счет снижения напряжений, деформаций, механических потерь и износа его юбки. Технический эффект достигается тем, что поршень для двигателя внутреннего сгорания (ДВС) содержит бобышки с торцовыми поверхностями, перпендикулярными оси бобышек, неразрезную юбку и ребра жесткости. При этом на внутренней поверхности юбки по обеим ее сторонам относительно плоскости, проходящей через ось поршня и ось бобышек, выполнено не менее одной пары ребер жесткости, ориентированных параллельно плоскости, перпендикулярной оси бобышек (единый общий принцип устройства, распространяющийся на 3 частных случая). В частном случае 1 выполнена одна пара ребер жесткости на противоположных внутренних сторонах юбки в плоскости, проходящей через ось поршня перпендикулярно оси бобышек. В частном случае 2 пары ребер жесткости расположены напротив бобышек в зонах, ограниченных плоскостями, проходящими перпендикулярно оси бобышек через точку сопряжения каждой бобышки с внутренней поверхностью юбки и торцовую поверхность бобышки. В частном случае 3 часть или все ребра жесткости составляют одно целое со стенками бобышек. 3 з.п. ф-лы, 10 ил, 2 таблицы.

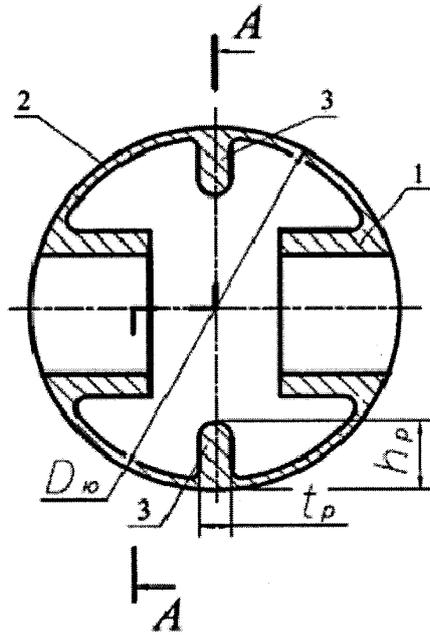
25

30

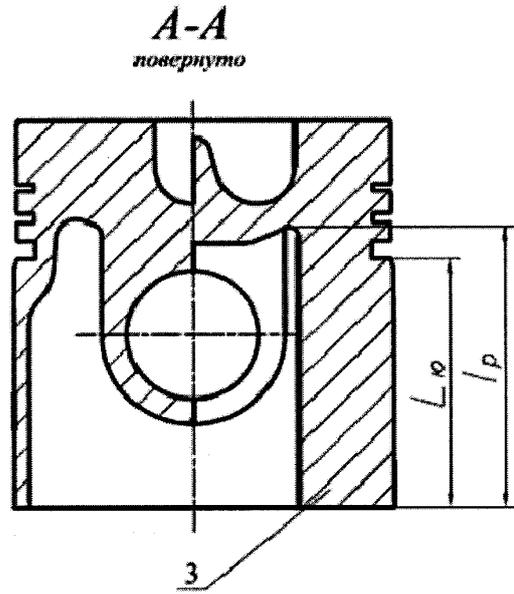
35

40

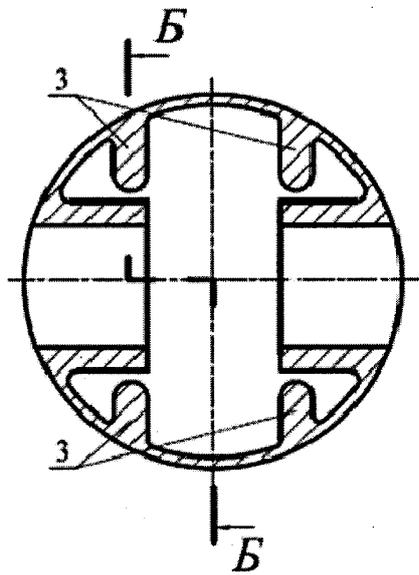
45



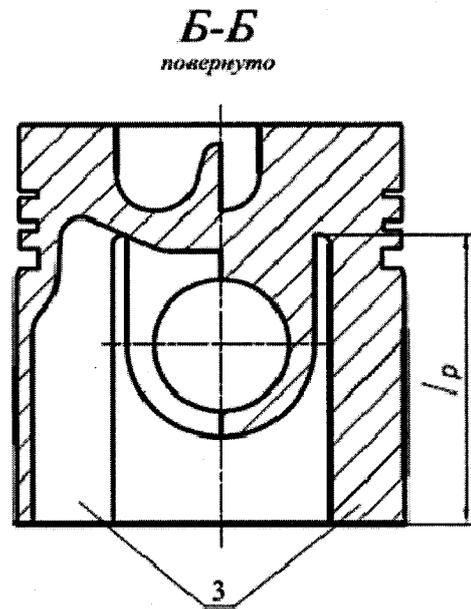
Фиг.1



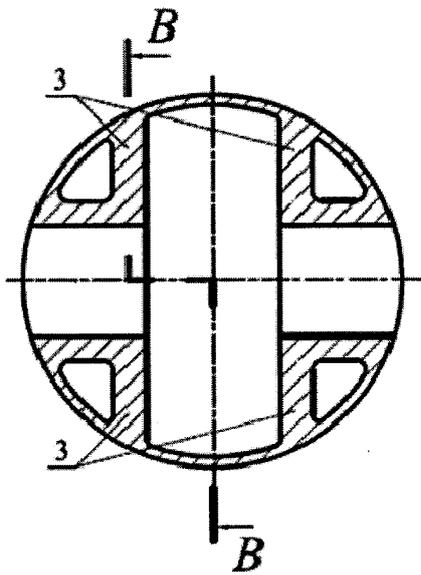
Фиг.2



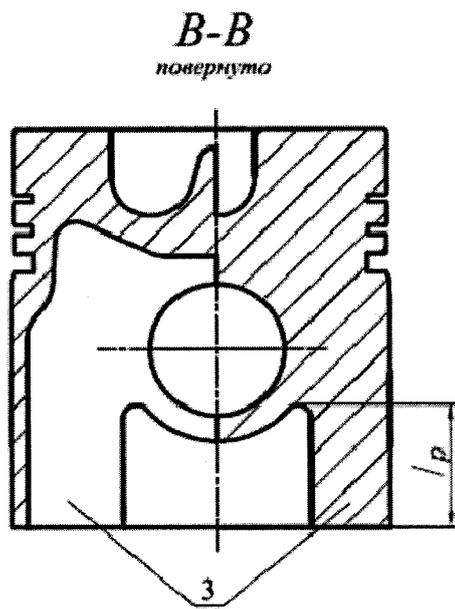
Фиг.3



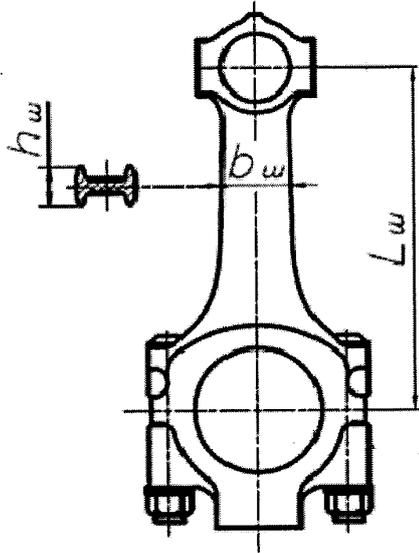
Фиг.4



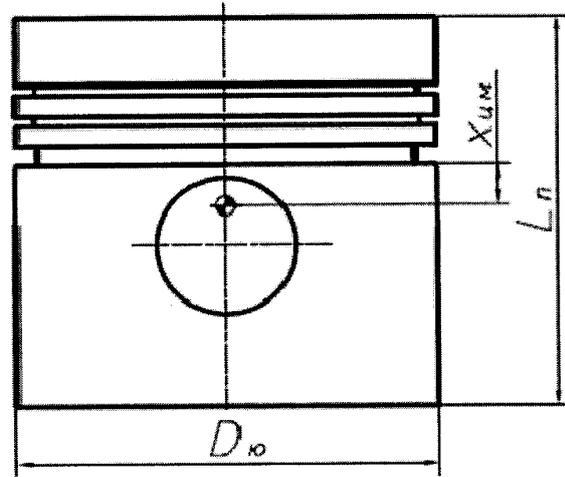
Фиг.5



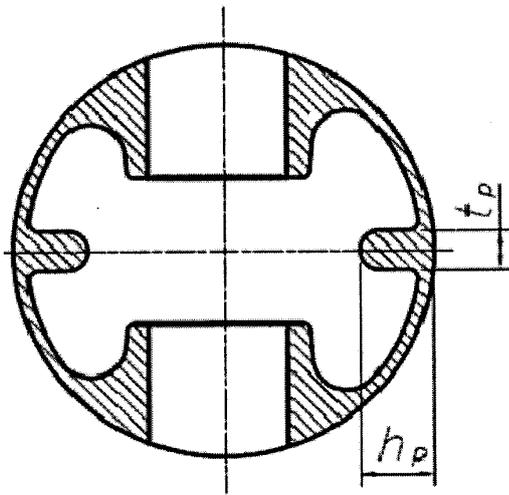
Фиг.6



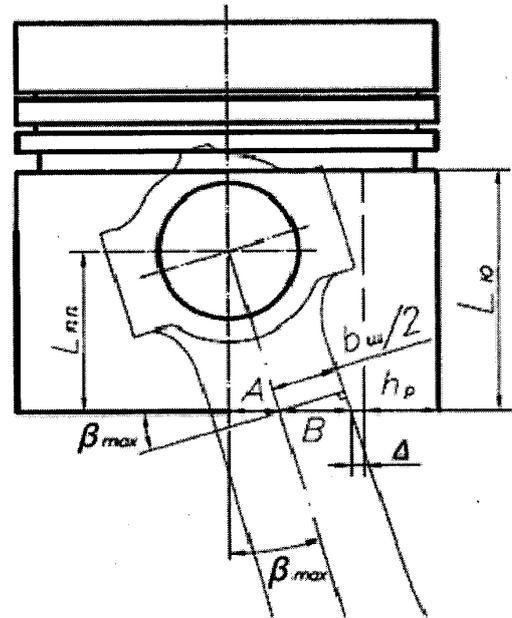
Фиг.7



Фиг.8



Фиг.9



Фиг.10