

МЕТОДИКА ОПРЕДЕЛЕНИЯ УСИЛИЯ ПРЕДВАРИТЕЛЬНОЙ ЗАТЯЖКИ БОЛТОВ ПОДШИПНИКОВЫХ УЗЛОВ КОЛЕНЧАТОГО ВАЛА АВТОМОБИЛЬНЫХ И ТРАКТОРНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

д.т.н Гоц А.Н.

Владимирский государственный университет им. Н.Г. и А.Г. Столетовых,
Владимир, Россия
hotz@mail.ru

Повышение удельной мощности автомобильных и тракторных двигателей приводит к повышению нагрузок на детали кривошипно-шатунного механизма. Для обеспечения заданных показателей надежности необходимо дать точный анализ приложенных к кривошипно-шатунному механизму нагрузок. Это относится к таким деталям поршневых двигателей, как шатунные болты или болты крепления коренных подшипников. Рассмотрена применяемая в настоящее время методика расчета усилия предварительной затяжки шатунных болтов или болтов крепления крышек коренных подшипников для обеспечения плотности стыка разъемных резьбовых соединений. Показано, что сначала при затяжке болта происходит сжатие вкладыша на величину его выступания и только затем обеспечивается закрытие стыка между крышкой и кривошипной головкой шатуна. Тем самым уменьшается усилие на обеспечение заданного коэффициента запаса плотности стыка. Проведен расчет усилия для деформации вкладыша на величину его выступания, что обеспечивает прилегание вкладышей при установке их в расточку подшипника. Из расчета видно, что усилие на деформацию вкладыша составляет не менее 30...40 % от значения усилия затяжки, которое обеспечивает плотность стыка между стягиваемыми деталями. Предложена методика определения усилия предварительной затяжки шатунных болтов или болтов крепления коренных подшипников коленчатого вала поршневых двигателей при условии обеспечения заданного запаса плотности стыка как обычного резьбового соединения. Приведен пример расчета усилия затяжки шатунных болтов для дизеля Д-245 при работе его на режиме максимальной частоты вращения холостого хода.

Ключевые слова: шатунный болт, усилие затяжки, плотность стыка, выступание вкладышей, коэффициент основной нагрузки.

Введение

Одной из основных тенденций развития автомобильных и тракторных двигателей является повышение их удельной мощности, что приводит к существенному возрастанию нагрузок на детали, особенно кривошипно-шатунного механизма. Увеличивается частота вращения коленчатого вала (даже у дизелей), что увеличивает величину силы инерции деталей, совершающих возвратно-поступательное или вращательное движение. Это приводит к необходимости непрерывно совершенствовать конструкции основных деталей и узлов ДВС, уточнять методику расчета с целью обеспечения надежности силовых агрегатов. Особенно это касается деталей кривошипно-шатунного механизма. Так, например, снижение усилия

затяжки шатунного болта приводит к тому, что на такте впуска стык между крышкой и кривошипной головкой раскрывается и вся нагрузка от сил инерции поршневой группы воспринимается шатунным болтом, а не резьбовым соединением кривошипной головки. Такие нагрузки возникают особенно при работе дизеля на режимах максимальной частоты вращения холостого хода. В результате может произойти разрушение болта из-за усталостной прочности. Пример такого разрушения приведен на рис. 1. В связи с этим необходимо обоснованно выбрать усилие затяжки шатунных болтов или болтов крепления крышек коренных подшипников, т.е. резьбовых соединений, в состав которых входит вкладыши подшипников скольжения.



Рис. 1. Характер разрушения шатунного болта из-за ослабления усилия затяжки

Цель исследования

Уточнить методику расчета усилия затяжки шатунных болтов или болтов крепления крышек коренных подшипников с учетом дополнительного усилия на деформацию выступания вкладышей подшипников скольжения по окружности постели.

Методы исследования

Рассмотрим предлагаемую методику расчета усилия затяжки шатунных болтов или крышек коренных подшипников [1–5]. Величину силы затяжки Q_z выбирают таким образом, чтобы при действии нагрузок, разгружающих стык, он не раскрылся, так как в противном случае вся нагрузка воспринимается болтом. Во всех учебниках, учебных пособиях и справочниках [1–5] рекомендуется определять Q_z из условия:

$$Q_z = (2...3)P_{jb}, \quad (1)$$

где P_{jb} – усилие, приходящееся на один болт при действии на кривошипную головку сил инерции.

Таких болтов, обеспечивающих плотность стыка кривошипной головки шатуна и крышки или коренных подшипников, как правило, по два (за исключением крышек коренных подшипников V-образных двигателей), т.е. усилие, приходящееся на один болт равно $P_{jb} = P_j / i_b$, где P_j – усилие, приходящееся на стык; на такте впуска; $i_b = 2$ – количество болтов, обеспечивающих плотность стыка.

Резьбовое соединение кривошипной головки шатуна или крышки коренного подшипника имеет свои особенности, поскольку при затяжке болта или гайки на начальных этапах затяжки не происходит закрытие стыка. Это происходит потому, что установленный в расточку вкладыш подшипников скольжения имеет выступание над плоскостью расточки величиной Δh и при затяжке гайки или ввертывания болта сначала происходит деформация (сжатие) вкладыша по периметру, что обеспечивает прилегание вкладышей в расточке. После сжатия вкладыша по периметру увеличивается размеры его поперечного сечения, а это обеспечивает давление вкладыша на поверхность расточки. Это давление и предохраняет вкладыш от проворачивания во время работы двигателя при увеличении удельных нагрузок на подшипники скольжения.

На рис. 2 показано, что после установки вкладышей в расточку по периметру они превышают расточку на величину выступания Δh (рис. 2), поэтому стык пока не закрыт. Только после того, как вкладыши по периметру будут сжаты на величину Δh , стык закроется, а это соединение можно рассматривать как стандартное резьбовое соединения [6, 7]. Таким образом, на начальных этапах затяжки шатунных болтов или крышек коренных подшипников осевое усилие используется только на сжатие вкладыша. На это впервые было указано в работе [4], где на основании экспериментальных исследований тракторных дизелей указано, что суммарные усилия, которые необходимы для сжатия вкладыша, составляют 30...40 % от необходимого усилия затяжки шатунных болтов.

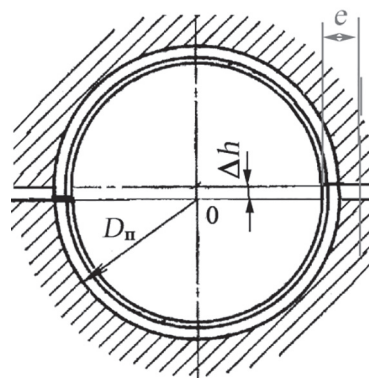


Рис. 2. Схема установки вкладышей в кривошипной головке шатуна:

D_n – диаметр постели; Δh – выступание вкладыша; e – линия приложения осевой нагрузки

Рассмотрим, как отличаются усилия на деформацию вкладыша от усилия предварительной затяжки шатунных болтов, вычисленных по формуле (1). Для расчета используем исходные данные дизеля 4ЧН 11/12,5 (Д-245.9ЕЗ) и на основании расчета проверим, обеспечит ли выбранное усилие предварительной затяжки надежность кривошипной головки шатуна.

На разъем кривошипной головки на такте выпуска действует сила инерции [1, 2]:

$$P_j = [(m_{pg} + m_1) \cdot (1 + \lambda) + (m_2 - m_{kr})] r \cdot \omega_r^2, \quad (2)$$

где $m_{pg} = 2,285$ кг – масса деталей цилиндропоршневой группы; $m_1 = 0,93$ кг – масса шатуна, отнесенная к оси поршневого пальца; $\lambda = r/l_{ch} = 0,272$; $r = 0,0625$ м – радиус кривошипа; $l_{ch} = 0,230$ м – длина шатуна; $\omega_r = 276,45$ рад/с – угловая частота вращения коленчатого вала; $m_2 = 1,77$ кг – масса шатуна, отнесенная к оси кривошипной головки; $m_{kr} = 0,360$ кг – масса крышки кривошипной головки шатуна.

Расчет будем вести на режиме холостого хода при максимально допустимой частоте вращения коленчатого вала (обычно эта частота равна $n_{i\max} = (1,05 \dots 1,10)n_{nom}$, где n_{nom} – частота вращения коленчатого вала на номинальном режиме). Для дизеля Д-245.9ЕЗ максимальная частота вращения коленчатого вала на режиме холостого хода $n_{i\max} = 2400$ мин⁻¹ [6].

Подставив исходные данные в формулу (2), найдем, что сила $P_j = 26268,85$ Н. Так как плотность стыка между кривошипной головкой и крышкой шатуна автомобильных и тракторных двигателей обеспечивают, как правило, два болта. Тогда на один болт приходится нагрузка $P_{jb} = P_j/i = P_j/2 = 13134,43$ Н (здесь i – количество болтов). В дальнейшем расчет усилия затяжки будем вести на один болт, полагая, что второй болт имеет такое же усилие затяжки.

Тогда в соответствии с рекомендациями в (1) усилие предварительной затяжки Q_z шатунного болта равно

$$Q_z = (2 \dots 3)P_{jb} = 26268,85 \dots 39403,28 \text{ Н.} \quad (3)$$

Подсчитанное усилие затяжки шатунного болта распределиться каким-то образом на сжатие вкладыша и на обеспечение плотности стыка. Определим теперь усилие, необходимое для сжатия по периметру вкладыша при его выступании на величину Δh (рис. 2).

В тракторных дизелях применяют вкладыши из биметалла – сталь-алюминиевый сплав,

на который в ряде случаев наносится еще покрытие толщиной не более 0,025 мм. Изготавливаются вкладыши методом совместного проката биметаллической полосы (пакетирование). Поэтому при расчете усилия на деформацию вкладыша по периметру будем учитывать механические свойства только стального основания и алюминиевого антифрикционного сплава, так как покрытие не влияет на деформацию вкладышей. При выводе уравнений примем, что при затяжке болтов деформации стального основания и алюминиевого слоя вкладыша не выходят за пределы упругости.

Для расчета введем следующие обозначения: t – общая толщина вкладыша; $t = t_{st} + t_{al}$; t_{st} и t_{al} – толщины стального основания и алюминиевого антифрикционного слоев соответственно; E_{st} и E_{al} – их модули упругости; $b_{st} = b_{al}$ – ширина вкладыша; $F_{st} = b_{st}t_{st}$ и $F_{al} = b_{al}t_{al}$ – площади поперечных сечений стального основания и антифрикционного слоя; $l_{st} = \pi R_{st}$ и $l_{al} = \pi R_{al}$ – длина по периметру стального основания и алюминиевого слоя вкладыша (рис. 2); R_{st} и R_{al} – средний радиус стального основания вкладыша и средний радиус алюминиевого слоя вкладыша.

При определении длин l_{st} и l_{al} будем исходить из известного значения диаметра постели $D_{п}$ (рис. 2), а также толщин t_{st} и t_{al} . Тогда:

$$R_{st} = 0,5(D_{п} - t_{st}) \text{ и } R_{al} = 0,5D_{п} - t_{st} - 0,5t_{al}.$$

Поскольку $E_{st} > E_{al}$ и $l_{st} > l_{al}$, то большая нагрузка приходится на деформирование стального основания вкладыша.

Для деформации стального основания полувкладыша на величину Δh необходимо приложить усилие:

$$P_{st} = \frac{\Delta h \cdot E_{st} \cdot F_{st}}{\pi R_{st}}. \quad (4)$$

Аналогично для алюминиевого слоя:

$$P_{al} = \frac{\Delta h \cdot E_{al} \cdot F_{al}}{\pi R_{al}}. \quad (5)$$

Тогда для сжатия выступания полувкладыша на величину Δh потребуется усилие

$$P_{vk} = P_{st} + P_{al} = \frac{\Delta h \cdot E_{st} \cdot F_{st}}{\pi R_{st}} + \frac{\Delta h \cdot E_{al} \cdot F_{al}}{\pi R_{al}}. \quad (6)$$

По данным [4, 6] производственные шатунные вкладыши дизеля 4ЧН 11/125 (Д-245.9ЕЗ)

имеют следующие размеры: ширина вкладыша $b_{st} = b_{al} = 0,031$ м; общая толщина $t = 0,002875$ м; толщина стального основания вкладыша $t_{st} = 0,002335$ м; толщина алюминиевого сплава $t_{al} = 0,00054$ м; диаметр постели под шатунный вкладыш (рис. 2) – $D_p = 0,073996$ м. Тогда средний радиус стального основания $R_{st} = 0,03583$ м, а алюминиевого сплава $R_{al} = 0,03339$ м. Площади поперечных сечений стального основания полувкладыша и алюминиевого сплава равны: $F_{st} = 0,031 \cdot 0,002335 = 72,385 \cdot 10^{-6}$ м²; $F_{al} = 0,031 \times 0,00054 = 16,74 \cdot 10^{-6}$ м²; модули упругости $E_{st} = 1,8 \cdot 10^{11}$ Н/м²; $E_{al} = 0,71 \cdot 10^{11}$ Н/м².

В отечественной практике для вкладышей шатунов и коренных опор тракторных дизелей величина выступания назначается в пределах $\Delta h = 0,05 \dots 0,07$ мм [4]. Подставив значение исходных данных в зависимость (6), получим, что при $\Delta h = 0,05$ мм $P_{vk} = 6411,12$ Н, а при $\Delta h = 0,07$ мм – $P_{vk} = 8975,95$ Н.

Для определения усилия R_s , которое обеспечивает надежность соединения между крышкой и кривошипной головкой шатуна, необходимо вычесть из вычисленного значения усилия предварительной затяжки (3) шатунного болта усилие R_{vk} , приходящееся на сжатие вкладыша на величину Δh , что обеспечивается усилием R_s :

– при значении $\Delta h = 0,05$ мм $R_s = Q_z - P_{vk} = 19857,73 \dots 32992,16$ Н;

– при значении $\Delta h = 0,07$ мм $R_s = Q_z - P_{vk} = 17292,9 \dots 30427,33$ Н.

В соответствии с зависимостью (3) предполагалось, что усилие затяжки болта превышает приложенную к резьбовому соединению силу инерции в 2 или 3 раза: $R_s / P_{jb} = 2 \dots 3$.

В действительности получим:

– при значении $\Delta h = 0,05$ мм $R_s / P_{jb} = 0,75 \dots 0,83$;

– при значении $\Delta h = 0,07$ мм $R_s / P_{jb} = 0,65 \dots 0,77$.

Таким образом, определяя по формуле (3) значение усилия предварительной затяжки, мы предполагали, что запас плотности стыка в кривошипной головке шатуна будет находиться в пределах 2...3. В действительности его величина оказалась даже меньшей 1.

Точно также можно показать, что на деформацию вкладышей подшипников скольжения при сборке коренной опоры и крышки (бугеля) потребуется значительное усилие, что снижает коэффициент запаса плотности стыка. При расчете использовались размеры производственных тонкостенных шатунных вкладышей. Вкладыши коренных подшипников при-

мерно на 1 мм толще, поэтому усилие R_{vk} на сжатие вкладышей при тех же значениях величины выступания будет еще больше.

Предлагаемый метод расчета

Поэтому вполне логичной может быть следующая методика выбора усилия предварительной затяжки для болтов крепления подшипниковых соединений коленчатого вала поршневых двигателей.

Сначала по приведенной выше методике определяем усилие P_{vk} , необходимое на деформацию полувкладыша подшипников скольжения на величину Δh (см. рис. 2 и формулу (6)).

Далее, когда стык уже закрылся, определяем усилие предварительной затяжки болта R_s как в обычном резьбовом соединении [7] (расчет ведется на один болт):

$$R_s = v \cdot (1 - \chi) \cdot P_{jb}, \quad (7)$$

где v – коэффициент запаса плотности стыка; χ – коэффициент основной нагрузки резьбового соединения.

Поверхности стыка в кривошипной головке шатуна имеют микронеровности (выступания), которые сминаются при затяжке шатунными болтами. Это приводит к снижению усилия, обеспечивающего плотность стыка. Кроме того, при работе двигателя возможно повышение частоты вращения коленчатого вала, что приводит к повышению сил инерции. Так как на шатун при работе двигателя действуют переменные нагрузки, то рекомендуют назначать коэффициент запаса плотности стыка в пределах $v = 2,5 \dots 3,5$ [7, 8].

Коэффициент основной нагрузки резьбового соединения для шатунных болтов автомобильных и тракторных двигателей можно принять $\chi = 0,18 \dots 0,2$ [8, 9], а для крышек коренных подшипников – $\chi = 0,2 \dots 0,22$. Для уточнения значения χ можно провести расчет или определить экспериментально на готовой конструкции [9, 10].

Если теперь провести расчет усилия предварительной затяжки R_s для шатунных болтов дизеля 4ЧН 11/125 (Д-245.9ЕЗ) в соответствии с зависимостью (7), то получим:

$$R_s = 3(1 - 0,2)13134,43 = 31522,62 \text{ Н.}$$

Это усилие действительно предварительное, так как обеспечивает плотность стыка с заданным коэффициентом (в данном случае взято среднее значение $v = 3,0$) без учета

усилия, которое требуется приложить для деформации вкладыша подшипника на величину Δh . Общее усилие затяжки Q_z болта с учетом усилия на деформацию вкладыша равно:

$$Q_z = R_{vk} + R_s. \quad (8)$$

Таким образом, для шатунных болтов дизеля 4ЧН 11/125 (Д-245.9ЕЗ) полное усилие затяжки Q_z равно:

$$Q_z = (6411,12...8975,95) + 22814,29 = 29225,41...31790,24 \text{ Н}. \quad (9)$$

Проведем расчет примерного значения момента затяжки шатунных болтов при этих значениях усилия затяжки.

Как известно [7, 8], затяжке резьбовых соединений необходимо преодолеть момент трения в резьбе, а также момент трения на опорной поверхности гайки. Тогда момент M_{kl} на ключе равен:

$$M_{kl} = 0,5Q_z d_2 \cdot \left(\frac{P}{\pi d_2} + f_r \right) + Q_z f_t \frac{a + d_0}{2}, \quad (10)$$

где d_2 – средний диаметр резьбы; P – шаг резьбы; f_r – коэффициент трения в резьбе; f_t – коэффициент трения на торце гайки; a – внешний диаметр опорного торца гайки; d_0 – диаметр отверстия в корпусе под болт.

Для дизеля 4ЧН 11/125 (Д-245.9ЕЗ) исходные данные для расчета равны $d_2 = 0,01303$ м; $P = 1,5$ мм; $f_r = 0,2$ [8]; $f_t = 0,2$; $a = 0,0196$ м; $d_0 = 0,015$ м.

Подставив в формулу (10) значения Q_z и исходные данные получим:

$$M_{kl} = 190...200 \text{ Н·м}.$$

В литературе [6] момент затяжки шатунных болтов 160...180 Н·м.

Выводы

Проведенным выше анализом установлено, что общепринятые методы расчета усилий предварительной затяжки подшипниковых соединений автотракторных двигателей (шатунных болтов и крышек коренных подшипников) не позволяют установить реально необходимый коэффициент плотности стыка соединений вследствие того, что не учитывают усилие на сжатие вкладышей. Предложена уточненная методика расчета усилия предварительной затяжки болтов для данных соединений по условию гарантированного обеспечения необходимого запаса плотности стыка. При-

веден пример расчета усилия затяжки шатунных болтов для дизеля типа Д-245 при работе его на режиме максимальных частот вращения холостого хода, при котором силы инерции имеют максимально возможное значение.

Литература

1. Чайнов Н.Д., Иващенко Н.А., Краснокутский А.Н., Мягков Л.Л. Конструирование двигателей внутреннего сгорания / Под ред. Н.Д. Чайнова. М.: Машиностроение, 2010. – 496 с.
2. Луканин В.Н., Алексеев И.В., Шатров М.Г., Павлов А.В., Горшков Ю.В., Назаров Н.И., Ежов С.П., Матюхин Л.М., Синявский В.В. Двигатели внутреннего сгорания. Том 2. Динамика и конструирование / Под ред. В.Н. Луканина. М.: Высшая школа, 2007. – 400 с.
3. Вихерт М.М., Доброгаев Р.П., Ляхов М.И., Павлов А.В., Соловьев М.П., Степанов Ю.А., Суворов В.Г. Конструкция и расчет автотракторных двигателей / Под ред. Ю.А. Степанова. М.: Машиностроение, 1964. – 552 с.
4. Взоров Б.А., Адамович А.В., Арабян А.Г., Жарнов Э.М., Исасев Е.В., Столбов М.С. Тракторные дизели: Справочник / Под общ. ред. Б.А. Взорова. М.: Машиностроение, 1981. – 535 с.
5. Машиностроение, Энциклопедия. Двигатели внутреннего сгорания. Т. IV-14 / Редакторы-составители А.А. Александрова и Н.А. Иващенко. М.: Машиностроение, 2013. – 784 с.
6. Хорош А.И., Хорош И.А. Дизельные двигатели транспортных и технологических машин. Санкт-Петербург, Москва, Краснодар: Лань, 2012. – 704 с.
7. Иосилевич Г.Б., Строганов Г.Б., Шарловский Ю.В. Затяжка и стопорение резьбовых соединений: Справочник. 2-е изд., перераб. и доп. М.: Машиностроение, 1985. – 224 с.
8. Биргер И.А., Шорр Б.Ф., Иосилевич Г.Б. Расчет на прочность деталей машин: Справочник. 4-е изд., перераб. и доп. М.: Машиностроение, 1993. – 640 с.
9. Гоц А.Н. Экспериментальное определение коэффициента основной нагрузки резьбового соединения головки шатуна с косым разъемом // Тракторы и сельхозмашины. 2017. № 12. С. 37–43.
10. Гоц А.Н. Расчетно-экспериментальное определения коэффициента основной нагрузки резьбового соединения шатуна // Фундаментальные исследования, 2017. № 12–2. С. 263–267.

References

1. Chinov N.D., Ivashchenko N.A., Krasnokutskiy A.N., Miagkov L.L. *Konstruirovaniye dvigatelej vnutrennego sgoraniya*. [Construction of internal

- combustion engines]. Under editor N. D. Chinov. Moscow: Mechanical Engineering, 2010. 496 p.
2. Lukanin V.N., Alekseev I.V., Shatrov M.G., Pavlov A.V., Gorshkov Yu.V., Nazarov N.I., Yezhov S.P., Matyukhin L. M., Sinyavsky V.V. *Dvigateli vnutrennego sgoraniya. Tom. 2. Dinamika i konstruirovaniye* [Internal combustion Engines. Book. 2. Dynamics and engineering] under the editorship of V.N. Lukanin. Moscow: Higher School. 2007. 400 p.
3. Wichert M.M., Dobrogaev R.P., Lyakhov M.I., Pavlov A.V., Solov'ev M.P., Stepanov Yu. A., Suvorov V.G. *Konstrukcija i raschet avtotraktornyh dvigatelej*. [Design and calculation of automotive engines]. Under the editorship of Yu. A. Stepanov. Moscow: Mechanical Engineering, 1964. 552 p.
4. Vzorov B.A., Adamovich V.A., Arabyan A.G., Zharnov E.M., Isaev E.V., Stolbov M.S. *Traktornye dizeli: Spravochnik* [Tractor diesel engines: Handbook] Under the General editorship of B.A. Vzorov. Moscow: Mechanical Engineering, 1981. 535 p.
5. *Mashinostroenie, Jenciklopedija. Dvigateli vnutrennego sgoraniya. T. IV-14*. [Mechanical Engineering, Encyclopedia. Internal combustion engine. T. IV-14] / Under the General editorship of A.A. Alexandrov and N.A. Ivachenko. Moscow: Mechanical Engineering, 2013. 784 p.
6. Horosh A.I., Horosh I.A. *Dizel'nye dvigateli transportnyh i tehnologicheskikh mashin*. [Diesel engines of transport and technological machines]. Sankt-Peterburg, Moscow, Krasnodar: Lan Publishing House, 2012. 704 p.
7. Iosilevich G.B., Stroganoff G.B., Sharlovski J.V. *Zatjazhka i stoporenie rez'bovyh soedinenie: Spravochnik. 2-e izd., pererab. i dop.* [Tightening and locking of threaded connections: Handbook. 2nd ed., Rev. and extra. Moscow: Mechanical Engineering], 1985. 224 p.
8. Birger I.A., Shorr B.F., Iosilevich G.B. *Raschet na prochnost' detalej mashin: Spravochnik. – 4-e izd., pererab. i dop.* [The calculation of the strength of machine parts: Handbook. 4th ed., and extra. Moscow: Mechanical Engineering], 1993. 640 p.
9. Gotz A.N. Experimental determination of the coefficient of the main load of the threaded connection of the connecting rod head with the oblique connector. *Traktory i sel'hozmashiny* № 12, 2017, pp. 37–43. (in Russ.).
10. Gotz A.N. Calculation and experimental determination of the main load factor of the threaded connecting rod. *Fundamental'nye issledovanija*, № 12-2, 2017, pp. 263–267. (in Russ.).

THE METHOD OF DETERMINING THE EFFORTS OF THE PRE-TIGHTENING OF BOLTS TO A BEARING OF THE CRANKSHAFT, AUTOMOBILE AND TRACTOR ENGINES

DSc in Engineering **A.N. Gots**

Vladimir State University named after Alexander and Nikolay Stoletovs, Vladimir, Russia

hotz@mail.ru

The increase of power density of automotive and tractor engines leads to increased loads on parts of the crank mechanism. To ensure the specified reliability indicators, it is necessary to give an accurate analysis of the loads. There was studied currently used technique for calculating the pre-tightening force of rod bolts or mounting bolts of main bearing caps to ensure that the density of the junction of the threaded connections. It is shown that, first when the bolt is tightened, the liner shrinks by the amount of its protrusion and only then the joint is closed between the cover and the crank head of the connecting rod. This reduces the effort to ensure a given margin of safety of the joint density. The calculation of the force for deformation of the insert on the amount of its protrusion is carried out, which ensures the fit of the inserts when they are inserted into the bearing bore. It can be seen from the calculation that the force to deform the liner is not less than 30 ... 40 % of the value of the force of the tightening, which ensures the tightness of the joint between the components to be tightened. A procedure is proposed for determining the pre-tightening force of the connecting rod bolts or bolts for attaching the main bearings of the piston engine crankshaft, in case of providing the specified margin of joint density as a standard threaded joint. An example of calculating the torque settings connecting rod bolt for diesel engine D-245 when operating on the maximum idle speed..

Keywords: connecting rod bolt tightening force, the density of the joint, ledge of the plain bearing, the coefficient basic load.