

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА ОСНОВНОЙ НАГРУЗКИ РЕЗЬБОВОГО СОЕДИНЕНИЯ ГОЛОВКИ ШАТУНА С КОСЫМ РАЗЪЕМОМ

EXPERIMENTAL DETERMINATION OF THE MAIN LOAD FACTOR OF THREADED CONNECTION OF CONNECTING ROD HEAD WITH OBLIQUE CONNECTOR

А.Н. ГОЦ, д.т.н.

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

A.N. GOTS, DSc in Engineering

Vladimir State University named after Alexander
and Nikolay Stoletovs, Vladimir, Russia, hotz@mail.ru

По разработанной ранее методике проведены расчетно-экспериментальные исследования по определению напряжений в шатунных болтах шатунов с косым разъемом при затяжке болта, а также после нагружения шатуна внешней нагрузкой. Суть методики исследования напряженно-деформированного состояния шатунных болтов заключается в том, что на внешней окружности стержня болта на некотором расстоянии друг от друга наклеивают тензорезисторы. Координаты точек измерения должны быть точно определены в прямоугольной системе координат, а одной из координат по оси z принимаются напряжения в поперечном сечении стержня болта. Наиболее простые формулы для расчетов получены, если тензорезисторы наклеены по окружности через 120° друг от друга. По среднему значению по всем трем показаниям тензорезисторов определяется напряжение растяжения. Как показали результаты экспериментальных исследований, в процессе затяжки стержень шатуна испытывает напряжения растяжения и изгиба. Известно, что при установке вкладышей в кривошипную головку шатуна их длина по периметру превышает длину постели на величину выступания. Из-за выступания вкладыша вся нагрузка при затяжке болтов приходится на вкладыш и приложена внецентренно. Однако даже после деформации вкладыша по периметру усилие на болт передается через средний радиус резьбы. При нагружении внешней силой шатуна на шатунный болт передается только часть нагрузки, равной произведению этой силы на коэффициент основной нагрузки. Определив напряжения в шатунных болтах экспериментально, а также усилие в каждом из болтов при косом разьеме, расчетно-экспериментальным исследованием определен коэффициент основной нагрузки шатуна.

Ключевые слова: шатун, болт, косой разъем, напряжения растяжения, напряжения изгиба, коэффициент основной нагрузки.

According to the methodology developed earlier the experimental-calculated investigations of a determination of the stresses in the rod bolts of connecting rods with an oblique connector when the bolt was tightened, and after loading the connecting rod with an external load were conducted. The main point of an investigation's methodology of the stress-strain state of connecting rod bolts is in that on the outer circumference of the bolt body at some distance from each other strain gauges are glued. The coordinates of the measurement points must be precisely defined in a rectangular coordinate system, and one of the coordinates along the z -axis is taken by the stresses in the cross section of the bolt body. The simplest formulas for calculations have been obtained if the strain gauges are glued along the circumference 120° from each other. According to the average value for all three indications of strain gauges determines the tensile stress. As shown by the result of experimental investigations during the tightening process the body of connecting rod experiences tensile and bending stresses. It's known that when installation shells in the crank head of the connecting rod, their length exceeds the length of the saddle by the protrusion amount. Because of the protrusion of the shell the entire load during tightening the bolts falls on the shell and it is applied eccentrically. However even after a deformation of the shell around the perimeter, the force on bolt is transmitted through the average radius of the thread. When the external force of the connecting rod is applied to the rod bolt only a part of the load is transferred, it's equal to the product of this force by the coefficient of the main load. After experimental determination the stress in the connecting rod bolts, as well as the force in each of the bolts with the oblique connector, the main load of the connecting rod is determined by the experiment-calculated investigation.

Keywords: connecting rod, bolt, oblique connector, tensile stress, bending stress, load factor.

Введение

В шатунах с косым разъемом кривошипной головки шатунные болты ввертывают в тело шатуна. Распределение нагрузки на шатунные болты неравномерное – большую нагрузку испытывает длинный шатунный болт, расположенный ниже горизонтальной оси кривошипной головки. При расчете шатунных болтов с учетом переменных сил от действия сил инерции деталей, совершающих возвратно поступательное движение (учитываются массы поршня, поршневого пальца, элементов крепления поршневого пальца, части массы шатуна на линии разъема кривошипной головки), в конкретной конструкции кривошипной головки необходимо знать нагрузку, приходящийся на шатунный болт. Для этого необходимо знать коэффициент основной нагрузки резьбового соединения шатуна [1]. Возникает вопрос: он такой же как и у шатуна с прямым разъемом или отличается от него [2]. Нагружения шатунного болта происходит по пульсирующему циклу. Поэтому при расчетах необходимо определить наиболее нагруженный болт, по которому необходимо вести расчет на долговечность.

Цель исследования

Исследовать напряженное состояние ввертных шатунных болтов при затяжке (в процессе сборки) и при нагружении шатуна продольными силами, определить коэффициент основной нагрузки резьбового соединения.

Методы исследования

Исследование проводилось по методике, приведенной в работах [2–6], суть которой заключается в следующем. Если на стержень шатунного болта наклеены по окружности тензорезисторы в точках A_1 , B_1 и C_1 , координаты которых известны, то это позволяет исследовать напряженно-деформированное состояние шатунных болтов – определяются напряжения растяжения и изгиба. В принципе, выбор точек определяет вид окончательных уравнений. Как показали расчеты, если точки расположить через 120° , то в решение получается наиболее простым.

Среднее значение напряжений в трех точках $\sigma_{A_1}, \sigma_{B_1}, \sigma_{C_1}$ определяет напряжение растяжения σ_r :

$$\sigma_r = \frac{\sigma_{A_1} + \sigma_{B_1} + \sigma_{C_1}}{3}.$$

Напряжения изгиба σ_i определяется по формуле:

$$\sigma_i = \frac{\sqrt{3}}{3}(\sigma_{B_1} - \sigma_{C_1})\sin\varphi_0 - \frac{1}{3}(\sigma_{B_1} + \sigma_{C_1} - 2\sigma_{A_1})\cos\varphi_0.$$

Площадки, где действуют экстремальные напряжения, определяются углом φ_0 , отсчитываемым от продольной оси шатуна:

$$\sin\varphi_0 = -\frac{\sqrt{3}(\sigma_{B_1} - \sigma_{C_1})}{\sqrt{(\sigma_{B_1} + \sigma_{C_1} - 2\sigma_{A_1})^2 + 3(\sigma_{B_1} - \sigma_{C_1})^2}};$$

$$\cos\varphi_0 = \frac{\sigma_{B_1} + \sigma_{C_1} - 2\sigma_{A_1}}{\sqrt{(\sigma_{B_1} + \sigma_{C_1} - 2\sigma_{A_1})^2 + 3(\sigma_{B_1} - \sigma_{C_1})^2}}.$$

Максимальное или минимальное напряжения в сечении с учетом σ_r и σ_i равны:

$$\sigma_{\max,\min} = \sigma_r \pm \sigma_i.$$

Если на шатун приложить внешнюю нагрузку, то общее (суммарное) напряжение σ_s в шатунном болте будет складываться из напряжения от усилия затяжки σ_z с добавкой напряжения, которое возникает в болте от части внешнего усилия [1]:

$$\sigma_s = \sigma_z + \chi\sigma_N, \quad (1)$$

где χ – коэффициент основной нагрузки резьбового соединения; σ_N – напряжение в шатунном болте от внешней нагрузки при условии, что вся нагрузка приходится на болт (полное раскрытие стыка).

Для определения продольных сил в поперечном сечении от растягивающих шатунных внешних нагрузок будем использовать приближенную зависимость с учетом равномерного распределения нагрузки по нижней части кривошипной головки. Если провести разрез поршневой головки по оси симметрии, то в месте разреза с использованием канонических уравнений метода сил можно определить изгибающий момент M_0 и продольную силу N_0 . Продольная сила N_0 определяется в зависимости от угла заделки (рис. 1) кривошипной головки [1]:

$$N_0 = P_j(0,572 - 0,0008\varphi_3),$$

где φ_3 – угол заделки, град (см. рис. 1); $P_{jx} = m_3\omega_{\max}^2 r(1 + \lambda)$ – расчетная разрывающая сила инерции при положении поршня в ВМТ.

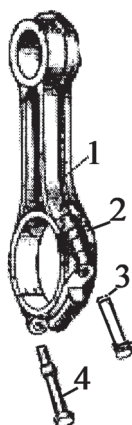


Рис. 1. Шатун дизеля 4Ч 13/14 (Д-440):

1 – стержень шатуна; 2 – кривошипная головка;
3 – короткий болт; 4 – длинный болт

В этом случае продольная сила N_1 в длинном болте определяется по формуле ($0 \leq \varphi \leq 90^\circ$) [1]:

$$N_1 = N_0 \cos \varphi + 0,5 P_j (1 - \cos \varphi), \quad (2)$$

В коротком болте ($90^\circ \leq \varphi \leq \varphi_0$) продольная сила N_2 равна [1]:

$$N_2 = N_0 \cos \varphi + 0,5 P_{j\text{пр}} (\sin \varphi - \cos \varphi). \quad (3)$$

Определив по формулам (2) и (3) усилия N в сечении разьема, можно найти напряжения σ_N . С использованием зависимости (1) определяется значение коэффициента основной нагрузки χ .

Объект и результаты исследования

Проведены расчетно-экспериментальные исследования по определению напряжений в шатунных болтах дизеля 4Ч 13/14 (Д-440) при затяжке в кривошипную головку шатуна, а также при нагружении шатуна продольной растягивающей силой. Исследовались серийные шатуны с косым разъемом и ввертными болтами (см. рис. 1) (короткий длиной $l_6 = 71$ мм,

длинный – $l_6 = 84$ мм, диаметр стержня $d_0 = 13,6$ мм (площадь поперечного сечения стержня болта $F_6 = 0,145 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$, резьба М16Ч1,5).

Плоскость разьема нижней головки шатуна выполнена под углом 55° к оси стержня. Крышка соединяется с головкой шатуна по разьему при помощи треугольных шлицов. Для измерения напряжений на стержне болта под головкой были наклеены через 120° по окружности в соответствии с описанной выше методикой тензорезисторы с базой $5 \cdot 10^{-3}$ м.

Момент затяжки M традиционно определяют по формуле [1]:

$$M = k Q d, \quad (4)$$

где k – приведенный коэффициент трения в резьбе и на опорной поверхности болта; Q – усилие в болте; d – наружный диаметр резьбы.

Как показывают результаты экспериментальных исследований, зависимость (4) не является устойчивой и обеспечивает точность получения усилия затяжки не более $\pm 25\%$ [6], что обусловило необходимость в проведении предварительной калибровки ключа по условию предельного момента затяжки шатунных болтов. С этой целью болты вворачивались в резьбовое отверстие в толстой пластине, а между пластиной и опорной поверхностью болта устанавливалась цилиндрическая втулка с наклеенными тензорезисторами [3, 4].

При заданном моменте затяжки и принятом значении $k = 0,18 \dots 0,2$ усилия затяжки Q соответствовали 62500...68750 Н. С учетом этого при исследовании максимальное усилие затяжки болта было принято равным 68750 Н.

В табл. 1 приведены результаты экспериментальных исследований по определению

Таблица 1

Напряжения в длинном шатунном болте при его затяжке

Усилие затяжки, Н	Напряжения в трех точках на наружной поверхности болта, МПа			σ_{max} , МПа	σ_{min} , МПа	$\sin \varphi_0$	Напряжение растяжения σ_r , МПа	Напряжение изгиба σ_f , МПа	$\sigma_r / \sigma_f \times$ $\times 100\%$
	σ_{A1}	σ_{B1}	σ_{C1}						
12500	-14	291,5	-18	291,5	-118,5	-0,8716	86,5	205	237
25000	139	242,8	152,8	2243,3	113,1	-0,7983	178,2	65,1	36
37500	188,5	342,8	252,2	350,8	171,6	-0,5842	261,2	89,5	34
50000	264,3	432,5	378,2	460,5	249,5	-0,2973	355	105,5	29
56250	340	432	412,5	450,8	338,9	-0,2011	394,8	56	14
62500	398	459	445	470,9	397,1	-0,2191	434	36,9	9
68750	450	505	494	516,6	449,4	-0,1890	483	33,6	7

напряжений в длинном болте при различных усилиях его затяжки. В расчетах приведены также вычисленные значения $\sin\varphi_0$ для определения положения площадки, где действуют экстремальные напряжения.

Напряжения в коротком болте при его затяжке приведены в табл. 2.

Из приведенных в таблицах данных видно, что на начальных стадиях затяжки шатунных болтов напряжения изгиба больше и в 2 раза превышают напряжения растяжения. Это вызвано тем, что сначала при затяжке болтов стык между крышкой и кривошипной головкой шатуна не закрыт и имеет зазор $\Delta h = 0,07...0,09$ мм и деформируется выступающая зона вкладышей на величину этого зазора (рис. 2).

В этом случае на болт действует внецентренно приложенная сила с эксцентриситетом e , обуславливающая неравномерную деформацию кривошипной головки и появле-

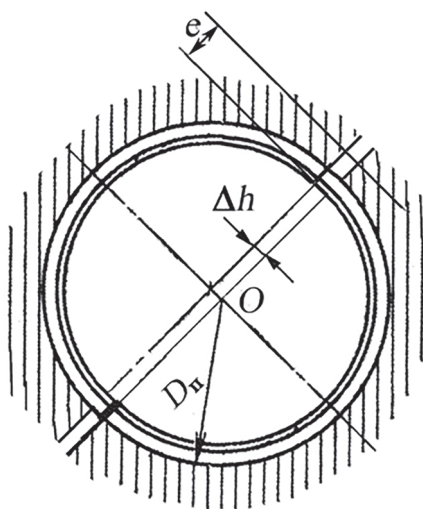


Рис. 2. Выступление вкладышей при сборке шатуна

ние дополнительных изгибных напряжений. Усилие для деформирования выступающей вкладки при его ширине 45 мм и толщине 2,5 мм составляет 11500...15500 Н. После закрытия стыка рост продольной силы затяжки приводит к относительному снижению изгибающих напряжений в болте и росту растягивающих (табл. 1 и 2).

На последующем этапе исследования после затяжки шатунных болтов шатун устанавливался в испытательную машину и нагружался продольной растягивающей силой 30, 40, 60 кН. Результаты испытаний по определению напряжений в шатунных болтах, возникающих при обособленном воздействии на шатун продольной растягивающей силы, приведены в табл. 3 и 4.

Для последующего определения коэффициента основной нагрузки резьбового соединения проводилась оценка характера сложного напряженного состояния болтов, возникающего от совместного воздействия максимального усилия затяжки ($Q = 68750$ Н) и продольной растягивающей силы, действующей на шатун. Определение основных показателей напряженного состояния проводилось с учетом зависимостей (1–5) и с использованием результатов ранее проведенных исследований (табл. 1–4). Определенные таким образом показатели сложного напряженного состояния приведены в табл. 5 и 6.

Далее с использованием полученных экспериментальных данных по формулам (8) и (9) определяли усилия внешней нагрузки N в сечении разбега и обусловленные ей напряжения σ_N . В окончательном виде с использованием зависимости (6) определяли значение коэффициента основной нагрузки χ (табл. 7).

Таблица 2

Напряжения в коротком шатунном болте при его затяжке

Усилие затяга, Н	Напряженное состояние в трех точках на наружной поверхности болта, МПа			σ_{max} , МПа	σ_{min} , МПа	$\sin\varphi_0$	Напряжение растяжения σ_r , МПа	Напряжение изгиба σ_b , МПа	$\sigma_i/\sigma_r \times 100\%$
	σ_{A1}	σ_{B1}	σ_{C1}						
12500	-12	289,2	-8,4	279,2	-106,7	-0,8608	86,3	199,9	224
25000	124,2	298,3	107,4	298,7	54,6	-0,9030	176,6	122,1	69
37500	182,4	406,3	195,9	406,5	116,6	-0,8379	261,5	145	55
50000	248	462	344	456,9	233,1	-0,5504	351,3	1124	32
56250	258	486	436	506,6	269,5	-0,2086	393	138,5	31
62500	412	470	438	482,3	386,3	-0,5507	440	33,5	11
68750	449	512	476	533,2	420,3	-0,5695	479	36,5	12

ТЕОРИЯ, КОНСТРУИРОВАНИЕ, ИСПЫТАНИЯ

Таблица 3

Напряжения в длинном шатунном болте при нагружении шатуна продольной растягивающей силой

Усилие в шатуне, Н	Напряженное состояние в трех точках на наружной поверхности болта, МПа			σ_{max} , МПа	σ_{min} , МПа	$\sin\varphi_0$	Напряжение растяжения σ_r , МПа	Напряжение изгиба σ_p , МПа	$\sigma_i/\sigma_r \times 100\%$
	σ_{A1}	σ_{B1}	σ_{C1}						
30000	16	26	22	26,4	16,2	-0,3974	21,3	5,1	24
40000	22	35	26	32,2	23,1	-0,6759	27,7	4,6	17
60000	34	52	38	46,7	36	-0,7406	41,3	5,4	13

Таблица 4

Напряжения в коротком шатунном болте при нагружении шатуна продольной растягивающей силой

Усилие в шатуне, Н	Напряженное состояние в трех точках на наружной поверхности болта, МПа			σ_{max} , МПа	σ_{min} , МПа	$\sin\varphi_0$	Напряжение растяжения σ_r , МПа	Напряжение изгиба σ_p , МПа	$\sigma_i/\sigma_r \times 100\%$
	σ_{A1}	σ_{B1}	σ_{C1}						
30000	8	24	15	22,3	9,0	-0,5610	15,7	6,7	43
40000	18	25	21	24,4	18,2	-0,5695	21,3	3,1	14
60000	24	37	28	34,2	25,1	-0,6759	29,7	4,6	15

Таблица 5

Напряжения в длинном шатунном болте от совместного воздействия его затяжки и нагружения шатуна продольной силой

Усилие в шатуне, Н	Напряженное состояние в трех точках на наружной поверхности болта, МПа			σ_{max} , МПа	σ_{min} , МПа	$\sin\varphi_0$	Напряжение растяжения, σ_r , МПа	Напряжение изгиба, σ_p , МПа	$\sigma_i/\sigma_r \times 100\%$
	σ_{A1}	σ_{B1}	σ_{C1}						
30000	466	529	516	541	466	-0,1954	504	37	7
40000	472	540	520	548	473	-0,2861	511	37,5	7
60000	484	557	532	563	486	-0,3369	524	38	7

Таблица 6

Напряжения в коротком шатунном болте от совместного воздействия его затяжки и нагружения шатуна продольной силой

Усилие в шатуне, Н	Напряженное состояние в трех точках на наружной поверхности болта, МПа			σ_{max} , МПа	σ_{min} , МПа	$\sin\varphi_0$	Напряжение растяжения σ_r , МПа	Напряжение изгиба σ_p , МПа	$\sigma_i/\sigma_r \times 100\%$
	σ_{A1}	σ_{B1}	σ_{C1}						
30000	457	536	509	542	459	-0,3362	501	41	8
40000	467	538	515	544	469	-0,3073	506	38	7
60000	473	551	522	555	476	-0,3678	515	40	8

Таблица 7

Расчет коэффициента основной нагрузки в резьбовом соединении шатуна

Нагрузка на шатун, Н	Напряжения в длинном болте, МПа		Напряжение σ_N , МПа	Коэффициент основной нагрузки χ	Напряжения в коротком болте, МПа		Напряжение σ_N , МПа	Коэффициент основной нагрузки χ
	От усилия затяжки σ_z , МПа	Общее напряжение σ_s , МПа			От усилия затяжки σ_z , МПа	Общее напряжение σ_s , МПа		
30000	483	504	102,5	0,2048	484	503	89	0,1910
40000	483	511	144	0,1944	484	506	117	0,1880
60000	483	524	216	0,1898	484	515	177	0,1751

Заключение

Проведенные расчетно-экспериментальные исследования показали, что для расчета долговечности шатунных болтов в шатунах с косым разъемом кривошипной головки коэффициент основной нагрузки резьбового соединения может быть принят в размере 0,18...0,20.

Литература

1. Биргер И.А., Шор Б.Ф., Иосилевич Г.Б. Расчет на прочность деталей машин: Справочник. М.: Машиностроение, 1993. 640 с.
2. Гоц А.Н., Некрасов С.И. Снижение напряжений от изгиба в шатунных болтах // Двигателестроение. 1986. № 2. С. 54–56.
3. Гоц А.Н. Учет напряжений изгиба при расчете шатунных болтов // Двигателестроение. 2004. № 4. С. 16–18.
4. Гоц А.Н. Расчет шатунных болтов с учетом изгиба // Фундаментальные и прикладные проблемы совершенствования поршневых двигателей: материалы IX Международной научно-практической конференции. Под ред. В.В. Эфроса, А.Н. Гоца. Владимир: Владимирский гос. ун-т, 2005. С. 307–311.
5. Взоров Б.А., Адамович А.В., Арабян А.Г. и др. Тракторные дизели: справочник / под общ. ред. Б.А. Взорова. М.: Машиностроение, 1981. 535 с.
6. Иосилевич Г.Б., Строганов Г.Б., Шарловский Ю.В. Затяжка и стопорение резьбовых соединений: справочник. М.: Машиностроение, 1985. 224 с.

References

1. Birger I.A., Shor B.F., Iosilevich G.B. Raschet na prochnost' detaley mashin: Spravochnik [The strength calculation of machine elements: Reference book]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1993. 640 p.
2. Gots A.N., Nekrasov S.I. Reducing stresses from bending in connecting rod bolts. Dvigatelistroenie. 1986. No 2, pp. 54–56 (in Russ.).
3. Gots A.N. Accounting for bending stresses in the calculation of connecting rod bolts. Dvigatelistroenie. 2004. No 4, pp. 16–18 (in Russ.).
4. Gots A.N. Calculation of connecting rod bolts subject to a bending. Fundamental'nye i prikladnye problemy sovershenstvovaniya porshnevnykh dvigateley: materialy IX Mezhdunarodnoy nauchno-prakticheskoy konferentsii [Fundamental and applied problems of an improvement of piston engines: materials of IX International scientific-practical conference]. Pod red. V.V. Efrosa, A.N. Gotsa. Vladimir: Vladimirskiy gos. un-t Publ., 2005, pp. 307–311 (in Russ.).
5. Vzorov B.A., Adamovich A.V., Arabyan A.G. i dr. Traktornye dizeli: Spravochnik [Tractor diesel engines: Reference book]. Pod obshch. red. B.A. Vzorova. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1981. 535 p.
6. Iosilevich G.B., Stroganov G.B., Sharlovskiy Yu.V. Zatyazhka i stoporenie rez'bovykh soedineniy: Spravochnik [Tightening and fixing of threaded connections: Reference book]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1985. 224 p.