

УДК 621.436.13

- Савчук В. П.** канд. техн. наук, доцент кафедры эксплуатации судовых энергетических установок Херсонской государственной морской академии, Херсон, Украина, e-mail: postsavchuk@gmail.com;
- Белоусов Е. В.** канд. техн. наук, доцент кафедры эксплуатации судовых энергетических установок Херсонской государственной морской академии, Херсон, Украина, e-mail: ewbelousov67@gmail.com;
- Самарин А. Е.** канд. техн. наук, доцент кафедры эксплуатации судовых энергетических установок Херсонской государственной морской академии, Херсон, Украина, e-mail: samarin162@gmail.com;
- Симагин А. Ф.** заведующий комплексной лабораторией судовых энергетических установок кафедры эксплуатации судовых энергетических установок Херсонской государственной морской академии, Херсон, Украина, e-mail: vertical_x@ukr.net.

ОБЕСПЕЧЕНИЕ НАДЕЖНОСТИ ГОЛОВНЫХ ПОДШИПНИКОВ СУДОВЫХ МАЛООБОРОТНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ, РАБОТАЮЩИХ НА РЕЖИМАХ ЧАСТИЧНЫХ НАГРУЗОК

В работе приведён анализ причин повреждения головных подшипников малооборотных судовых двигателей фирмы MAN B&W, преимущественно работающих на режимах частичных нагрузок. Представлены результаты динамического анализа условий нагружения подшипникового узла на примере двигателя 12K98MC. Авторами опровергается предположение наличия повреждений антифрикционного слоя подшипников усталостного характера. Приведены результаты численного моделирования условий контакта модернизированного варианта нижнего вкладыша головного подшипника. Представлены результаты исследования напряжённо-деформированного состояния нижнего вкладыша и рекомендации по оптимизации его конструкции.

Ключевые слова: крейцкопфный узел, шатун, головной подшипник, поперечина

Введение

В настоящее время одним из способов экономии топлива на морском транспорте есть использование главных малооборотных дизельных двигателей (МОД) на долевых режимах нагружения, известных как «slow steaming». Для обеспечения более гибкого управления режимом работы главных двигателей (ГД) производителями поставляются системы ТССО (Turbocharger Cut-Out), позволяющие выводить газотурбонагнетатели (ГТН) из эксплуатации, что повышает производительность остальных турбокомпрессоров и снижает удельный расход топлива до 6 г/(кВт·час) [4].

Двигатель фирмы MAN B&W 12K98MC, работающий в среднем при нагрузке 40% номинальной эффективной мощности $N_{ен}$, сэкономит около 1 млн. долларов США в год, используя режим ТССО.

Длительная работа двигателя на таких режимах, по мнению производителя [1], приводит к изменению баланса сил инерции и давления газов, действующих на головные подшипники, и приводит к их усталостному повреждению. На двигателях фирмы MANB&W серии K98 это

привело к повреждению рабочего слоя в центральной области нижнего вкладыша головного подшипника (рис. 1).

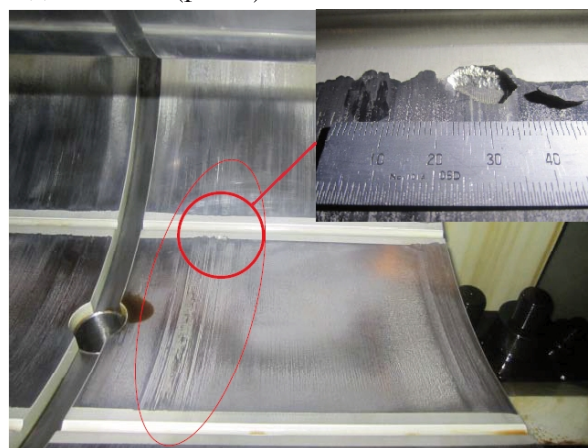


Рис. 1. Повреждения нижнего вкладыша головного подшипника дизеля MAN B&W серии K98

Актуальность исследования

Подшипники в судовых дизелях относятся к наиболее ответственным узлам. Их неисправность часто приводит к внезапным отказам всего двигателя. Наибольшее число повреждений

приходится на головные подшипники МОД. Это объясняется тем, что головные подшипники работают в сложных условиях. Колебательный характер их перемещения по цапфе на небольшой (около 30°) угол и малые окружные скорости (около $0,9$ м/с) не позволяют создать гидродинамические условия смазки.

Удельная нагрузка головных подшипников МОД по максимальным давлениям лежит в пределах $9...13$ МПа, приближаясь к верхнему уровню допустимых нагрузок. При этом нагрузка носит ударный характер, сосредоточенный на $15...20^\circ$ п. к. в. Давления, развиваемые в слое масла, вдвое превышают среднюю нагрузку на подшипник, подвергая антифрикционный слой местным сжатиям до 30 МПа.

Кроме того, в большинстве судовых дизелей сила давления газов на поршень остаётся больше сил инерции поступательно движущихся деталей за весь период поворота коленчатого вала. Это затрудняет подачу масла под поперечину крестковца. Только в некоторых судовых дизелях соотношение между силами давления газов и силами инерции приводило к перекладке зазора в головном подшипнике на протяжённости $50 \dots 80^\circ$ до ВМТ. Это облегчает подачу масла под цапфу подшипника перед приходом поршня в ВМТ, но создаёт динамические нагрузки при посадке цапфы на место.

В первое время после введения наддува в мощных малооборотных дизелях, когда при неизменном диаметре цилиндра мощность его возрастала на $25 \dots 30\%$, производители, полагаясь на достаточный запас прочности деталей движения и ЦПГ, сохранили основные размеры этих деталей неизменными. Однако, при дальнейшем повышении давления наддува, а, следовательно, и увеличении давлений p_c и p_z запас прочности в некоторых узлах дизелей настолько уменьшился, что механическая напряжённость их стала приближаться к границе. Таким узлом оказалось головное соединение МОД.

Цель и основные задачи исследования

Целью исследования есть повышение надёжности нижних вкладышей головных подшипников МОД, работающих на режимах частичных нагрузок с использованием систем ТСОО.

Для достижения поставленной цели необходимо:

- произвести анализ причин, влияющих на износ нижних вкладышей головных подшипников;

- исследовать влияние условий эксплуатации на характер изменения сил, нагружающих поперечину крестковца;

- разработать твердотельную модель шатуна и головного подшипника и произвести сравнительный анализ напряжённо-деформированного состояния нижнего вкладыша для базового и нового вариантов конструкции.

Произведённое исследование производилось на примере главного двигателя MAN B&W 12K98MC-C6 контейнеровоза «Tianjin».

Основные показатели двигателя:

- диаметр цилиндра $D = 0,98$ м;

- ход поршня $H = 2,66$ м;

- постоянная кривошипно-шатунного механизма $= 0,413$;

- масса поступательно движущихся деталей КШМ одного цилиндра $m_j = 18\,149$ кг;

- номинальная эффективная мощность $N_{ен} = 68640$ кВт при частоте вращения коленчатого вала $n_{сн} = 94$ мин⁻¹;

- среднее эффективное давление $p_c = 1,95$ МПа;

- макс.давление сгорания $p_z = 14,0$ МПа.

Исследование сил, действующих на поперечину крестковца

Основной переменной КШМ является угол поворота кривошипа от его исходного положения. Перемещение поршня S и угол отклонения шатуна от оси цилиндра считаются функциями переменной φ .

Зависимость перемещения и скорости поршня от угла поворота коленчатого вала определяется по известным выражениям:

$$S_x = R \left[(1 - \cos\varphi) + \frac{\lambda}{4} (1 - \cos 2\varphi) \right]; \quad (1)$$

$$W = R \cdot \omega \left(\sin\varphi + \frac{\lambda}{2} \sin 2\varphi \right), \quad (2)$$

где $R = H/2$ – радиус кривошипа; ω – угловая скорость коленчатого вала.

После дифференцирования уравнения (2) получают зависимость ускорения поршня от угла поворота коленчатого вала:

$$J = \frac{dW}{dt} = R \cdot \omega^2 (\cos\varphi + \lambda \cos 2\varphi). \quad (3)$$

Схема сил, действующих в КШМ представлена на рис. 2. Для оценки сил, действующих на поперечину крестковца, произведём расчёты суммарной силы P , которая представляет собой алгебраическую сумму сил давления газов P_r и сил инерции P_j поступательно движущихся масс деталей:

$$P = P_r + P_j = P_r - m_j \cdot J. \quad (4)$$

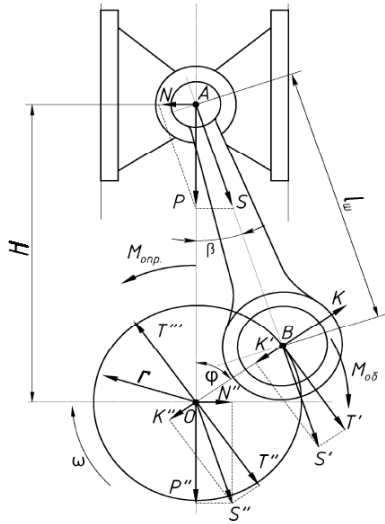


Рис. 2. Схема сил, действующих в КШМ

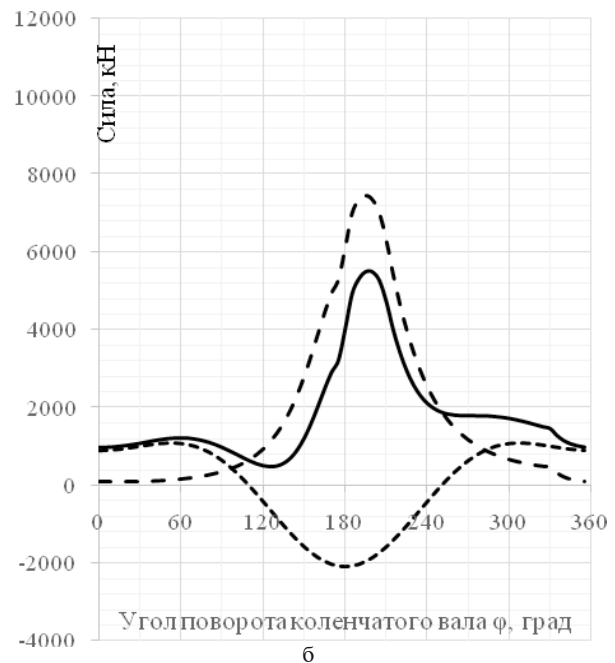
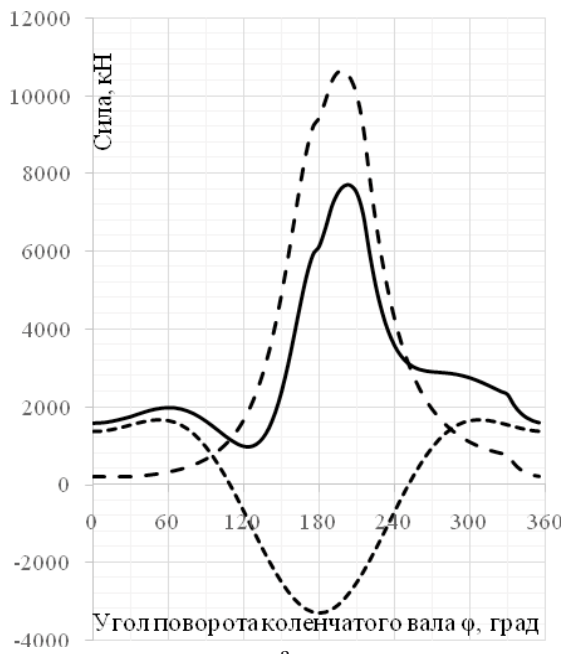


Рис. 3. Результаты расчёта суммарной силы P , действующей на поперечину крейцкопфа:

а – режим $100\% N_{ен}$; б – режим $50\% N_{ен}$;

--- сила давления газов P_g ; - - - сила инерции P_j ; — суммарная сила P

20% (рис. 4). Перекладка шатуна (линейная и угловая скорости равны 0) осуществляется в положениях кривошипа $= 90^\circ$ и 270° . В этих точках очевидно происходит потеря несущего гидродинамического слоя масла и режим трения переходит из жидкостного в граничный. Особо подвержены таким изменениям режима смазки подшипники, работающие при низких скоростях скольжения (режимы частичных нагрузок).

Более детальный анализ фотографии повреждения нижнего вкладыша головного подшипника (рис.1) указывает на наличие задиrow на рабочей поверхности и наволакивании слоя антифрикционного материала в зону масло-

Результаты расчётов приведены в графическом виде (рис. 3а и 3б) для двух режимов работы двигателя (50 и $100\% N_{ен}$), работающего по скоростной (винтовой) характеристике. Значения сил давления газов получены в результате теплового расчёта двигателя (в данной работе не приведены).

Полученные графические зависимости указывают на то, что вектор сил, действующих на головной подшипник, не меняет своего направления при исследуемых режимах работы двигателя. Этот факт указывает о том, что природа повреждения нижних вкладышей головных подшипников не усталостного происхождения, как на это указывает производитель [1,2,3], а связана с нарушением режима смазки. Снижение эффективной мощности двигателя в 2 раза приводит к снижению линейной скорости скольжения подшипника в среднем на

распределительной канавки. При дальнейшей работе подшипника частички материала, находящегося в зоне канавки отделяются и визуальнo создают эффект усталостных повреждений.

Для обеспечения необходимого уровня надёжности подшипников скольжения, используемых в крейцкопфных узлах МОД, необходимо обеспечить условия для оптимального распределения контактных давлений по их периметру. В настоящее время испытываются модифицированные конструкции вкладышей подшипников скольжения фирмой MAN B&W[2,3]. Однако они не будут быстро завершены, так как динамика развития усталостного повреждения занимает около двух лет.

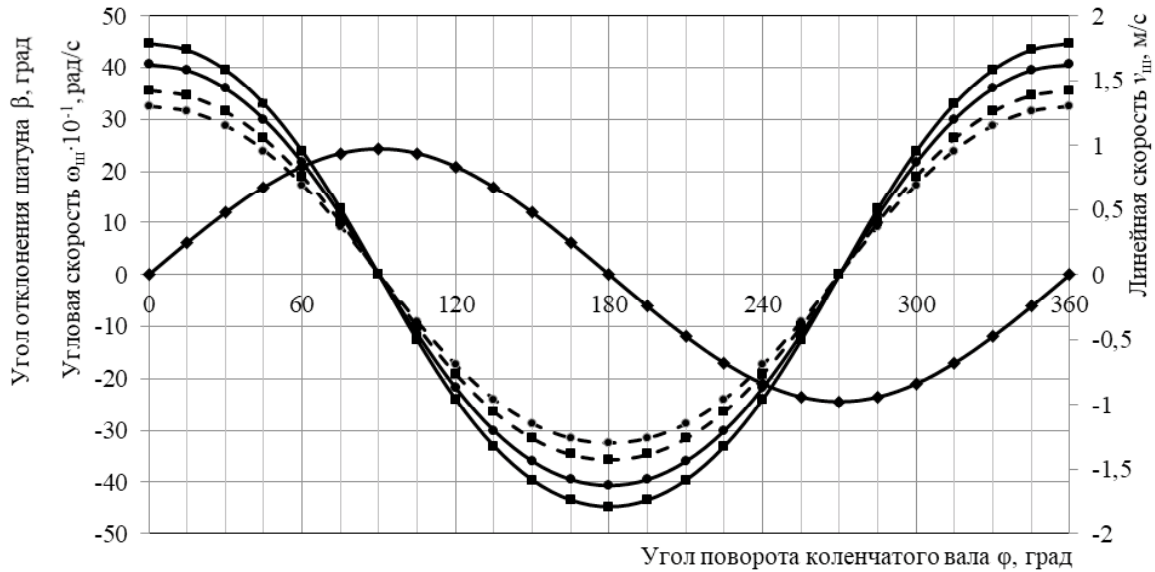


Рис. 4. Зависимость угла отклонения шатуна β , угловой $\omega_{ш}$ и линейной $v_{ш}$ скорости головного подшипника от угла поворота коленчатого вала ϕ (сплошная линия – 100% $N_{ен}$; штриховая линия – 100% $N_{ен}$):
 ■ – линейная скорость $v_{ш}$; ● – угловая скорость $\omega_{ш}$; ◆ – зависимость $\beta = f(\phi)$

Исследование напряжённно-деформированного состояния (НДС) головного подшипника

В настоящее время, недостаточное представление о процессах, происходящих в паре «шип-подшипник» компенсируется системой плановых осмотров связанных с простоем судна. Более точное представление может быть получено с помощью современных методов моделирования, которые позволяют учитывать значительное количество факторов, приближая свойства модели к свойствам реального объекта.

Для исследования влияния различных факторов на условия работы головных подшипников, была разработана упрощённая 3D- модель подшипникового узла главного двигателя 12K98MC (рис. 5).

Целью проведения расчётов является определение влияния режима эксплуатации двигателя на напряжённное состояние в материале головных подшипников двигателя и разработка рекомендации по усовершенствованию конструкции подшипникового узла.

Разработана твердотельная модель шатуна и головного подшипника двигателя 12K98MC, имеет следующие геометрические параметры:

- диаметр шейки $d_{ш} = 880$ мм;
- ширина шейки $l_{ш} = 860$ мм;
- толщина вкладыша $t = 20$ мм;
- толщина антифрикционного слоя $t_3 = 3,5$ мм (для расчётов принимались свойства сплава AlSn40);
- максимально допустимый радиальный зазор в сопряжении $\Delta = 0,3$ мм.

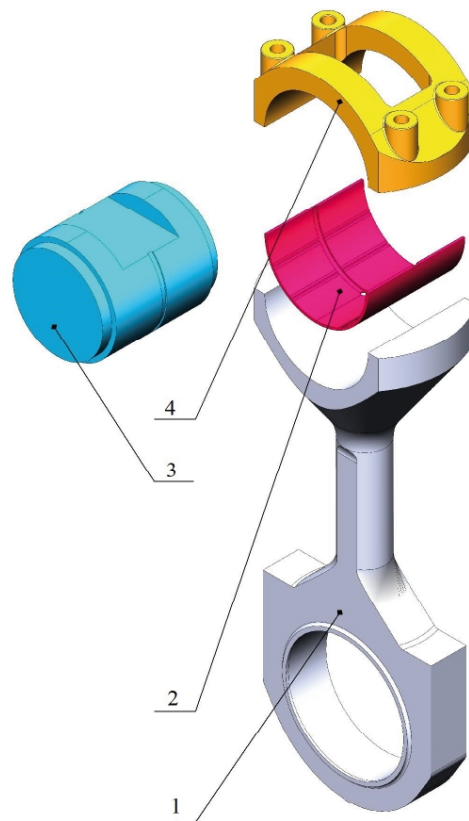


Рис. 5. Твердотельная модель шатуна двигателя MAN V&W 12K98MC:

- 1 – шатун; 2 – нижний вкладыш головного подшипника; 3 – поперечина крэйцкопфа; 4 – верхняя крышка шатуна

Конструкция нижнего вкладыша в базовом и исследуемом вариантах приведена на рис. 6а и 6б. Существенным недостатком,

который влияет на снижение несущей способности смазочного слоя на частичных режимах нагружения есть центральная маслораспределительная канавка. В условиях гидродинамического режима смазки такие конструктивные элементы приводят к снижению грузоподъёмности смазочного слоя и, в итоге, оказывают больше негативный эффект на надёжность

узлов трения. Также, по результатам анализа вкладышей головных подшипников данного двигателя было установлено, что материал у кромок осевых маслораспределительных канавок, расположенных ближе к центру вкладыша (угол 40°), испытывают повышенные напряжения. Это приводит к повреждению рабочей поверхности вкладыша на этих участках.

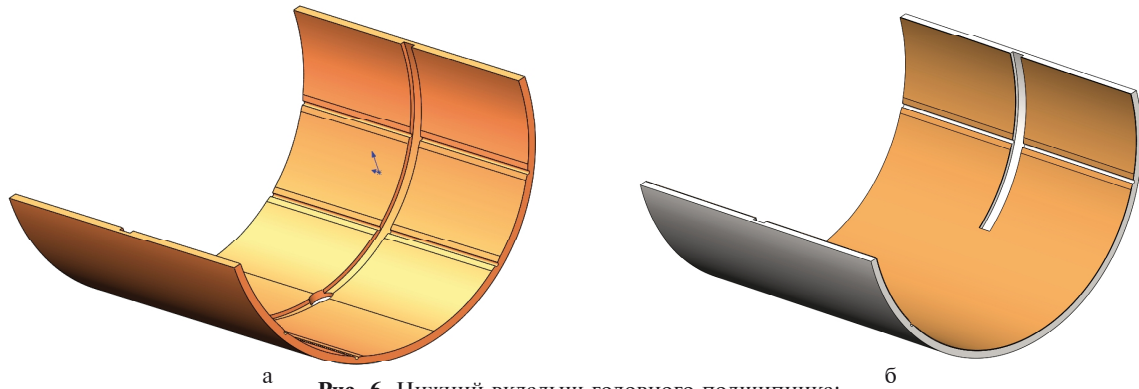


Рис. 6. Нижний вкладыш головного подшипника: а – (базовый вариант); б – (исследуемый вариант)

Анализируя представленную информацию, нами были проведены исследования модернизированного варианта вкладыша, конструкция которого представлена на рис. 7. Отличием его от конструкции вкладыша в базовом варианте есть отсутствие центральной маслораспределительной канавки в нагруженной зоне вкладыша. Так же, с целью определения оптимального расположения осевых маслораспределительных канавок, из расчётной модели они были исключены. По нашему мнению, наиболее оптимальным местом их изготовления есть место перехода из нагруженной зоны вкладыша в

слабонагруженную (эквивалентные напряжения менее 2,0...3,0 МПа).

Максимальная сила, действующая на поперечину кривокопфа, составляет $P = 7755 \text{ кН}$ и возникает при положении коленчатого вала под углом $\varphi = 205^\circ$ ($\beta = 8^\circ$).

В результате произведённых численных расчётов было установлено, что максимальные напряжения и относительные деформации, развиваемые в антифрикционном материале подшипника, составляет 28 МПа и $22,5 \cdot 10^{-3}$ соответственно (рис. 7а, 7б). Это свидетельствует о наличии десятикратного запаса прочности в сплаве AlSn40.

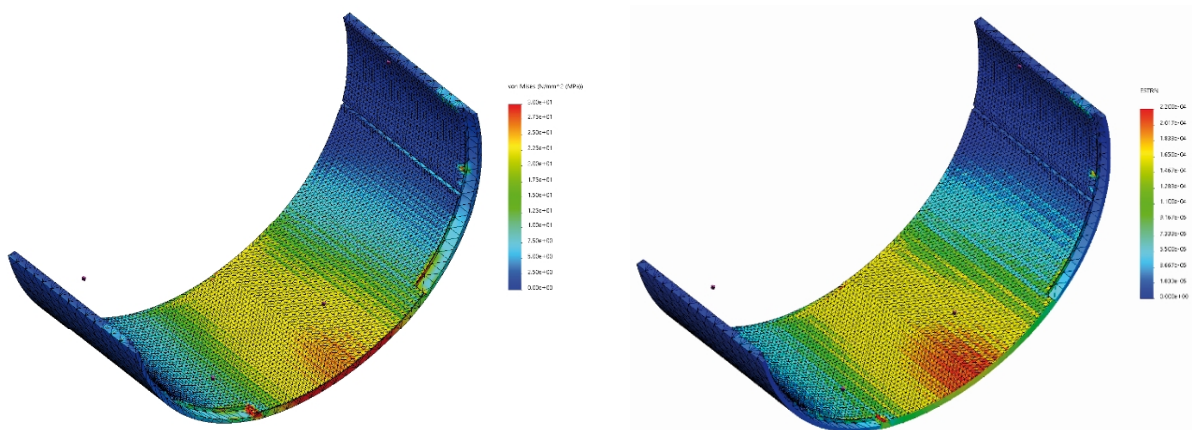


Рис. 7. Эпюры распределения ^а эквивалентных напряжений (а) и ^б относительных деформаций (б) в объёмах материалов нижнего вкладыша головного подшипника

Зона максимальных давлений во вкладыше расположена в центре. Расположение и границы нагруженной зоны нижнего вкладыша приведены на эпюре (рис. 8а). На периферийных участках вкладыша снижение давлений вызвано наличием более равномерного распределения сил

вследствие большей податливости консольных частей верхней головки шатуна. Наличие краевого эффекта (увеличение напряжений на кромках вкладыша с обеих сторон) вызвано меньшей деформацией поперечины на этих участках от силы, что передаётся от штока поршня.

Результаты действия этого эффекта видны на рабочей поверхности вкладыша (рис. 1). Для визуализации границ нагруженной зоны представлена изоповерхность эпюры эквивалентных напряжений, значение которых не превышает

12 МПа (рис. 8б). В результате установлено, что оптимальным местом для изготовления осевых маслораспределительных канавок есть поверхность вкладыша, находящаяся под суммарным углом $68...72^\circ$.

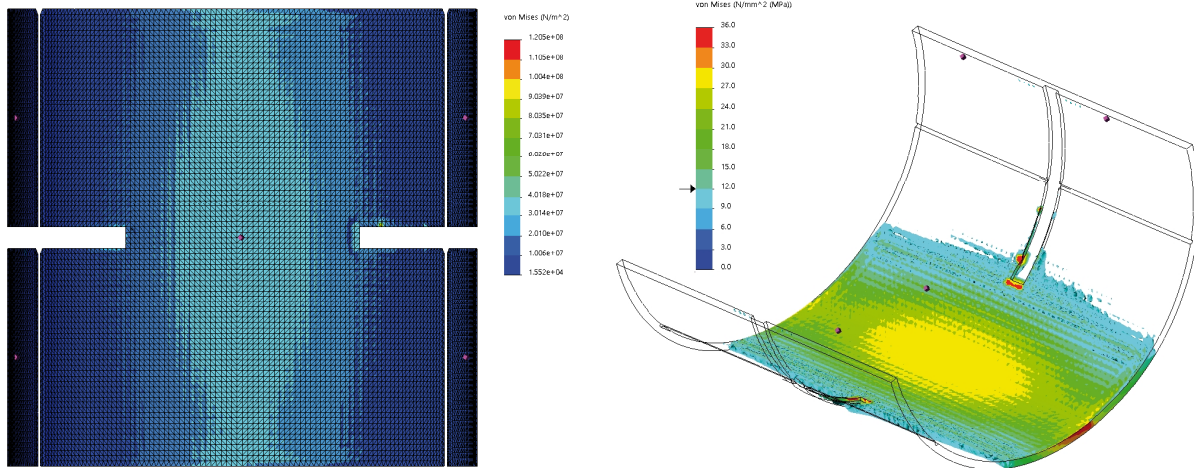


Рис. 8. Расположение и границы нагруженной зоны нижнего вкладыша головного подшипника: а – эпюра эквивалентных напряжений (вид сверху); б – изоповерхность эпюры эквивалентных напряжений, значение которых превышает 12 МПа

Выводы

Установлено, что причиной повреждения нижних вкладышей головных подшипников МОД фирмы MAN B&W есть нарушение гидродинамического режима смазки вследствие длительной эксплуатации на режиме частичной мощности. Устранение длительной работы подшипникового узла в режиме граничной смазки возможно изменением геометрии рабочей поверхности нижнего вкладыша головного подшипника крейцкопфного узла.

Установлено, что на режиме работы двигателя 12K98MC-C6 100% $N_{ен}$ не возникают силы в КШМ, способствующие разгрузке нижнего вкладыша головного подшипника.

Предложенный вариант конструкции нижнего вкладыша на режиме работы двигателя 100% $N_{ен}$ воспринимает максимальные напряжения и относительные деформации в анти-

фрикционном материале подшипника, 28 МПа и $22,5 \cdot 10^{-3}$ соответственно.

Оптимальное угловое расстояние для расположения осевых маслораспределительных канавок составляет $68...72^\circ$ (40° базовый вариант).

Литература

1. Two Stroke Engines. Service experience. Technical Seminar // MAN Diesel&Turbo, 2013. – 32 с.
2. Crosshead bearing design for S and G-type ME-C/ME-B Mark9 and 10 engines. Market Update Note // MAN Diesel & Turbo. 2015. – 2 с.
3. Updated Crosshead Bearing Design For K98 and K/L90 engines. Service Letter SL2016-613/NIHE // MAN Diesel & Turbo. 2016. – 2 с.
4. Turbocharger Cut-Out/ Slow steaming and SFOC reductions // MAN Diesel & Turbo. 2012. – 2 с.

Поступила в редакцию 20.07.2018

В.П. Савчук, Є.В. Білоусов, О.Є. Самарін, А.Ф. Сімагін. Забезпечення надійності головних підшипників суднових малооборотових двигунів, що працюють на режимах часткових навантажень

У роботі наведено аналіз причин пошкодження головних підшипників малооборотових суднових двигунів фірми MAN B & W, що переважно працюють на режимах часткових навантажень. Представлені результати динамічного аналізу умов навантаження підшипникового вузла на прикладі двигуна 12K98MC. Авторами спростовується припущення наявності пошкоджень антифрикційного шару підшипників втомного характеру. Наведено результати чисельного моделювання умов контакту модернізованого варіанту нижнього вкладыша головного підшипника. Представлені результати дослідження напружено-деформованого стану нижнього вкладыша і рекомендації щодо оптимізації його конструкції.

Ключові слова: крейцкопфний вузол, шатун, головний підшипник, поперечина

V.P. Savchuk, Y.V. Bilousov, O.Y. Samarin, A.F. Simagin. Providing the reliability of the crosshead bearings of marine low-speed engines operating on the partial load ranges

The paper analyzes the causes of damage to the head bearings of low-speed marine engines of MAN B & W, mainly operating under partial load conditions. It has been established that diesel engines bearings with installed TCCO systems (Turbocharger Cut-Out) are the most damaging. TCCO systems allow gas turbochargers (TC) to be withdrawn from service in order to increase the productivity of the remaining turbochargers and reduce the specific fuel consumption. The results of a dynamic analysis of loading conditions for a bearing assembly are presented using the example of the 12K98MC engine for 100% and 50% N_{en} modes. It is established that the maximum force acting on the crosshead is 7755 kN and arises at the position of the crankshaft at an angle $\varphi = 205^\circ$ and the angle of deflection of the connecting rod $\beta = 8^\circ$. In the operating mode of the engine 12K98MC-C6 100% N_{en} , no forces occurs in the crank mechanism, which help unload the lower bearing of the head bearing. The authors refute the assumption that there are damages to the antifriction layer of fatigue bearing. It is assumed that the main cause of such damage is the violation of the hydrodynamic lubrication regime with a decrease in the engine speed of the crankshaft. It is indicated the need to change the design of the lower bearing shell of the head bearing in order to increase the bearing capacity. A simplified 3D model of connecting rod and crosshead bearing was developed without a central oil distribution groove. The results of numerical modeling of the contact conditions of the upgraded version of the lower bearing of the head bearing are presented and the character of stress distribution and deformation in the volumes of the AlSn40 antifriction material is studied. It is established that the maximum pressure zones are located in the central part of the liner and in its peripheral areas. The obtained results of the investigation of the stressed-deformed state of the lower liner indicate the need to eliminate the axial oil distribution groove and the manufacture of axial oil distribution grooves under a total angle of $68 \dots 72^\circ$. The proposed version of the lower liner design at the engine operating mode of 100% N_{en} senses the maximum stresses and relative deformations in the bearing antifriction material 28 MPa and $22,5 \times 10^{-3}$ respectively.

Key words: crosshead assembly, connecting rod, crosshead bearing, crosshead.

References

1. MAN Diesel&Turbo (2013), Two Stroke Engines. Service experience. Technical Seminar, MAN Diesel&Turbo, Copenhagen, 2013, 32 p.
2. MAN Diesel&Turbo (2015), Crosshead bearing design for S and G-type ME-C/ME-B Mark 9 and 10 engines. Market Update Note, MAN Diesel & Turbo, Copenhagen, 2015, 2 p.
3. MAN Diesel&Turbo (2016), Updated Crosshead Bearing Design For K98 and K/L90 engines. Service Letter SL2016-613/NIHE. MAN Diesel & Turbo, Copenhagen, 2016, 2 p.
4. MAN Diesel&Turbo (2012), Turbocharger Cut-Out/ Slow steaming and SFOC reductions. MAN Diesel & Turbo, Copenhagen, 2012, 2 p.