

УДК 621.43

Б.А. Халько (6 курс, каф. ДВС), А.Б. Зайцев, к.т.н., доц.,
А.Ю. Шабанов, к.т.н., доц.

ОПТИМИЗАЦИЯ КОНСТРУКЦИИ ШАТУННОГО ПОДШИПНИКА ДВИГАТЕЛЯ ДМ-4 С ЦЕЛЬЮ СНИЖЕНИЯ ВОЗМОЖНОСТИ ЗАДИРОВ И ПОВЫШЕНИЯ ОБЩЕЙ НАДЕЖНОСТИ ЕГО РАБОТЫ

В последнее десятилетие, в связи с бурным развитием индивидуальных и фермерских хозяйств, повысился потребительский спрос на агрегаты малой механизации сельского хозяйства, к которым относятся и мотоблоки. Силовым агрегатом мотоблока, как правило, является одноцилиндровый бензиновый двигатель воздушного охлаждения, что помимо специфических требований к условиям его эксплуатации, предопределяет определенные конструктивные решения, используемые в них. В частности, одним из таких конструктивных решений, является использование шатунов из алюминиевого сплава, позволяющее существенно упростить технологию производства двигателя, уменьшить его себестоимость и улучшить ремонтпригодность. Однако в таком случае приходится сталкиваться со следующими факторами:

неодинаковостью коэффициентов линейного расширения материалов шатуна (и, следовательно, шатунного подшипника) и коленчатого вала;

неоптимизированным коэффициентом трения в сопряжении подшипника при нарушении режима гидродинамической смазки.

Указанные факторы, в соединении с неправильными условиями эксплуатации (некачественное или неверно подобранное моторное масло, "холодный" запуск при температурах ниже допустимых, повышенные зазоры в подшипнике при рабочих температурах и др.), приводят к явлениям задира рабочих поверхностей шатунного подшипника и "наволакиванию" материала шатуна на коленчатый вал. При этом, естественно, двигатель выходит из строя.

Предварительный анализ работы шатунного подшипника нового двигателя ДМ-4, производимого ОАО "Красный Октябрь" с 1999 г. и устанавливаемого на мотоблок МК-100, позволило выявить следующие неблагоприятные факторы в конструкции подшипника и эксплуатации двигателя:

шатунный подшипник двигателя ДМ-4 является чрезвычайно высоконагруженным по причинам малого диаметра шатунной шейки, завышенных установочных зазоров в подшипнике и малой вязкости рекомендуемых к использованию моторных масел;

на поверхности шатунного подшипника отсутствуют маслораспределительные устройства (масляные холодильники), что в условиях трудности доставки масла на рабочую поверхность (смазка разбрызгиванием), приводит к масляному "голоданию" подшипника;

кривошипная головка шатуна представляет собой чрезвычайно податливую конструкцию, вследствие чего, при работе подшипника на высоких нагрузках, происходит овализация рабочей поверхности, соизмеримая с рабочим зазором, что повышает вероятность задира.

С целью возможных изменений в конструкции подшипника и условиях его эксплуатации, было произведено многовариантное расчетное исследование, включившее в себя:

анализ рабочих процессов двигателя (на базе имеющейся экспериментальной внешней скоростной характеристики) и условий нагружения шатунного подшипника (с оценкой влияния силы трения в ЦПГ, показавшей ее относительную малость для высоконагруженных режимов работы двигателя);

анализ работы подшипника базового исполнения, показавшее неудовлетворительную

его работу на больших нагрузках и малых скоростях вращения коленчатого вала;
 анализ влияния сорта моторного масла, залитого в картер двигателя;
 анализ влияния установочных и рабочих зазоров в шатунном подшипнике на рабочих режимах и режимах холодного запуска двигателя;
 анализ влияния на работу подшипника возможных форм и расположения маслораспределительных устройств;
 анализ температурного и напряженно-деформированного состояния кривошипной головки шатуна на рабочих режимах и режимах холодного пуска, в том числе при моделировании критических условий в работе подшипника.

По результатам проведенного исследования сделаны выводы и разработаны практические рекомендации по изменению конструкции шатуна и его кривошипной головки:

эксплуатация данного подшипникового узла требует применения высоковязких моторных масел (не ниже SAE 15W40) с высокими эксплуатационными свойствами (не ниже SF по API);

установочные зазоры в подшипнике должны быть уменьшены, с учетом обеспечения гарантированного зазора при холодном пуске двигателя порядка 10...15 мкм (для этого наилучшим вариантом является разбиение полей допусков вала и подшипника на две размерные группы и обеспечения сборки и ремонта методом групповой взаимозаменяемости).

на поверхности подшипника следует разместить масляные холодильники, глубиной до 1,5 мм, согласно рис. 1;

следует повысить жесткость нижней головки шатуна путем уменьшения выборки для слива масла вплоть до выполнения проточки шириной не более 2,0 мм и глубиной не более 1,5 мм;

возможно рассмотреть варианты по изменению материала шатуна на сплавы с большим содержанием кремния (например, литейный поршневой сплав АЛ-25), у которых ниже коэффициент линейного расширения при сохранении аналогичных механических характеристик.



Рис. 1. Схема расположения маслораспределительных устройств

Кроме вышеприведенных положений, можно также констатировать, что дальнейшее повышение надежности работы и ресурса шатунного подшипника сопряжено не только с изменением конструкции самого шатуна, но и коленчатого вала (увеличение диаметра шейки и длины рабочей поверхности подшипника, организация подвода масла через шейку и т.д.), что сопряжено с большими затратами на реорганизацию технологического процесса.