

ПРИМЕНЕНИЕ ПОРШНЕВОГО КОЛЬЦА СПЕЦИАЛЬНОЙ КОНСТРУКЦИИ ДЛЯ УМЕНЬШЕНИЯ ОСЕВОЙ ВИБРАЦИИ

Е.И. Андрусенко, зам. начальника отдела ОАО РУМО

При форсировке двигателей возникают поломки компрессионных поршневых колец в результате осевой вибрации. На основе анализа характера разрушений предложена конструкция кольца, обеспечивающая демпфирование его осевых перемещений.

Экспериментальная проверка конструкции выполнена на приемочных испытаниях дизеля 6ЧРН36/40.

Рост форсировки современных ДВС ставит перед разработчиками, конструкторами и технологами ряд проблем, связанных с повышением надежности работы важнейших узлов и деталей, определяющих общую экономичность и целесообразность использования двигателей потребителями.

Одним из последствий форсировки двигателя является возникновение систематических поломок верхних компрессионных колец. Характер разрушений показывает, что поломка колец носит усталостный характер, который соответствует работе кольца в условиях собственных высокочастотных резонансных колебаний — осевой вибрации поршневого кольца [1–3]. Кольца, как правило, начинают обламываться вблизи замка (на расстоянии 10–40 мм от концов замка); отмечаются и повторные поломки, разрушающие кольцо на несколько частей. Эти колебания происходят у верхней поверхности поршневой канавки в конце такта сжатия и начале такта расширения [1]. Появление разрушений отмечается обычно через 150–200 часов работы двигателя. При таком виде разрушения частые удары концов кольца о поршневую канавку вызывают появление выработки поршневой канавки [6, 7].

Для устранения разрушения и стабилизации положения поршневого кольца в канавке поршня было разработано кольцо специальной конструкции, так называемое антивибрационное, имеющее постоянный перепуск рабочих газов в зону нижележащих колец при его положении на верхней опорной поверхности канавки. Конструкция такого кольца, разработанная для форсированного среднеоборотного двигателя 6ЧРН36/40 производства завода ОАО РУМО, приведена на рис. 1.

Антивибрационное кольцо имеет на верхнем торце ряд радиальных канавок по всему его периметру.

Рассмотрим работу верхнего поршневого кольца в условиях осевой вибрации.

Уравнение относительного движения кольца в осевом направлении в общем случае имеет вид:

$$mj_0 = P_z + F + Q_j + Z,$$

где m — масса кольца; j_0 — относительное ускорение кольца; P_z — результирующая сил давления газов, действующая на кольцо в осевом направлении; F — сила трения кольца о стенку цилиндра; Q_j — переносная инерционная сила; Z — осевая реакция опоры кольца.

При относительном покое кольца $j_0 = 0$ (рис. 2, а), а при относительном его движении $Z = 0$ (рис. 2, б). Отсюда следует, что положение кольца в канавке и его относительное осевое перемещение определяются равнодействующей R_z :

$$R_z = P_z + F + Q_j.$$

При периодическом изменении ее направления кольцо будет совершать вынужденные колебания относительно поршня. Поскольку сила трения F сравнительно невелика, изменение направления равнодействующей R_z может происходить только при противоположно направленных силах Q_j и P_z . Переносная инерционная сила Q_j определяется из кинематики механизма, сила P_z при распределении давления газов по поверхности кольца согласно принятой схеме (рис. 2) имеет выражение:

$$P_z = 0,5 (P_1 - P_2) b \cdot l,$$

где P_1 и P_2 — давление перед кольцом и в межкольцевом пространстве; b — ширина кольца (в радиальном направлении); l — средняя длина кольца.

Представим, что кольцо опирается на верхнюю поверхность канавки (рис. 2, в). В этом случае $R_z < 0$ и, следовательно, $Q_j > P_z + F$. При повышении давления P_1 , например, при даль-

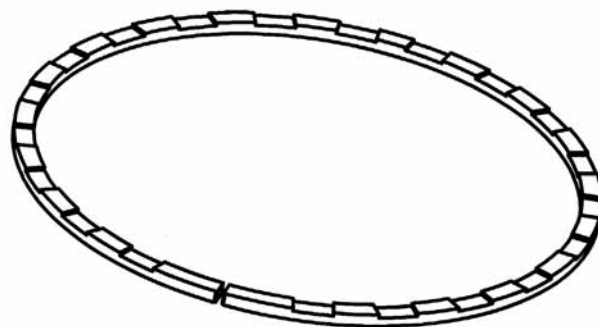


Рис. 1. Антивибрационное кольцо

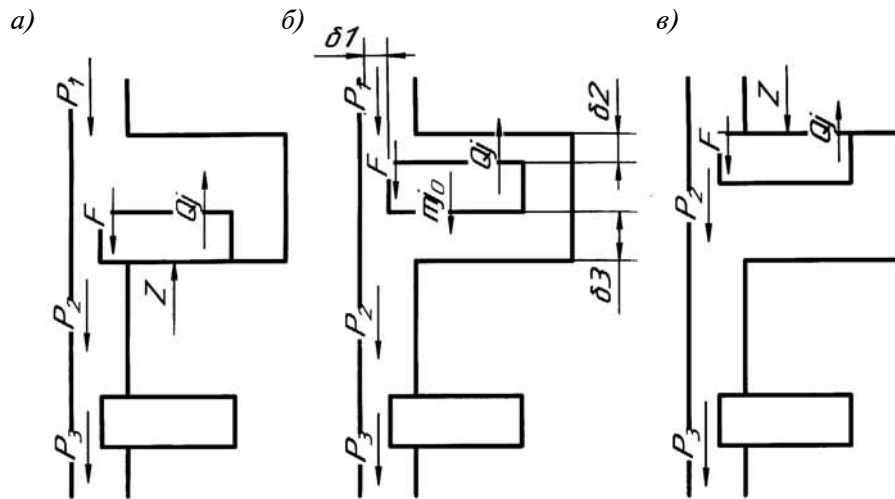


Рис. 2. Схемы сил, действующих на поршневое кольцо, и перетекания газов через кольцевое уплотнение:

a — положение кольца на нижней поверхности поршневой канавки; *б* — свободное движение кольца; *в* — положение кольца на верхней поверхности поршневой канавки

нейшем сжатии заряда, разность $P_1 - P_2$ вследствие дросселирования газа в зазоре δ_1 увеличивается. При возрастании ее до некоторого значения оказывается, что $P_z + F > Q_j$, в результате чего равнодействующая R_z изменяет направление ($R_z > 0$), кольцо отрывается от верхней поверхности канавки и начинает двигаться вниз (см. рис. 2, б).

В этот момент между торцом кольца и верхней поверхностью канавки образуется зазор δ_2 , по которому газ из объема над кольцом перетекает через полость канавки в межкольцевое пространство, разность $P_1 - P_2$ уменьшается, равнодействующая R_z снова изменяет направление, затормаживая движение кольца и возвращая его к верхней поверхности канавки. Этот процесс повторяется, в результате чего возникают вынужденные незатухающие колебания поршневого кольца.

Если же кольцо под действием силы P_z переместилось вниз настолько, что уже не может быть остановлено вторично изменившейся направлением равнодействующей ($R_z < 0$), то оно продолжает движение, зазор δ_3 закрывается, восстанавливается первоначальная разность $P_1 - P_2$ и сила P_z прижимает кольцо к нижней поверхности канавки. В таком случае совершается перекладка кольца, и колебания не возникают.

Вибрация поршневого кольца не возникает также при условиях отсутствия нижележащих колец и при абсолютной непроницаемости нижележащих колец, когда поток газа мимо поршневого уплотнения прекращается [3].

Рассмотрим случай абсолютной непроницаемости нижележащих колец в случае применения

в верхней канавке антивибрационного кольца. Постоянное перетекание газа через пазы верхнего антивибрационного компрессионного кольца создает эффект сохранения давления газа в межкольцевом пространстве нижележащих поршневых колец. Этим самым состояние нижележащего комплекта поршневых колец приближается к условию некоторой абсолютной непроницаемости, когда согласно теории поршневого кольца прекращается поток газа мимо поршневого уплотнения (создается так называемый «газовый затвор»).

При этом перепад давлений газа, действующий над кольцом и под кольцом, стабилизируется, равнодействующая давлений газов, действующая на кольцо, не изменяет своего направления, что способствует стабилизации положения кольца на нижней опорной поверхности канавки при его отрыве от верхней опорной поверхности. Среднее положение кольца между поверхностями канавки неустойчивое и для антивибрационного кольца не характерно.

Постоянно действующее в канавке поршня с внутренней поверхности кольца давление газов совместно с силой упругости самого кольца дополнительно прижимает кольцо к стенке втулки цилиндра. Это увеличивает силу трения кольца, которая демпфирует осевые перемещения кольца.

Исходя из изложенного, можно сделать вывод, что необходимое количество и размеры пазов на верхнем торце антивибрационного кольца должны обеспечить проход газа для создания стабилизирующего эффекта.

Размер и количество канавок определяются, исходя из следующих условий:

➤ суммарная площадь проходного сечения газа только по канавкам должна быть равна или несколько более площади проходного сечения зазора между канавкой и поршневым кольцом;

➤ канавки не должны располагаться в зонах, прилегающих к замку, так как именно в замке начинается разрушение поршневого кольца, и в спинке кольца, чтобы не ослабить сечение кольца при его монтаже.

Расчетная формула для подбора размеров и количества канавок имеет вид (рис. 3):

$$b \cdot f_2 \cdot n \geq f_1 \cdot \pi \cdot D,$$

где b — ширина канавки на верхнем торце кольца, мм; f_1 — зазор между поршневым кольцом и канавкой поршня, мм; f_2 — глубина канавки на верхнем торце кольца, мм; D — диаметр цилиндра, мм; n — количество канавок на верхнем торце поршневого кольца.

Стабилизация положения поршневого кольца в положении на нижней поверхности поршневой канавки имеет важное значение для работы поршневого кольца. Нежелательные перемещения кольца, возникающие при его осевой вибрации, приводят не только к росту утечек, но и к появлению несимметричных по сечению полей температур у верхних колец [4]. При увеличении времени контакта кольца с верхней поверхностью поршневой канавки температура верхней части первого кольца становится выше, чем нижней. Из-за несимметричности поля температур возникают термические напряжения и кольцо закручивается, что может привести к увеличению расхода масла на угар [5].

Таким образом, разработанная на заводе конструкция antivибрационного кольца, создающая постоянное перетекание газа через канавки antivибрационного кольца в заколочное пространство, создает газовый затвор под верхним кольцом, приближает нижележащее кольцевое уплотнение к состоянию непроницаемости, ориентирует результирующую силу в сторону нижней опорной поверхности канавки и способствуют демпфированию осевых перемещений.

Экспериментальную проверку конструкция antivибрационного кольца прошла на дизеле 6ЧРН36/40 в течение 1000 ч работы на приемочных испытаниях.

Следует иметь в виду, что осевая вибрация поршневого кольца может возникнуть не только в результате форсировки двигателя, но и с появлением определенных износов цилиндра-пор-

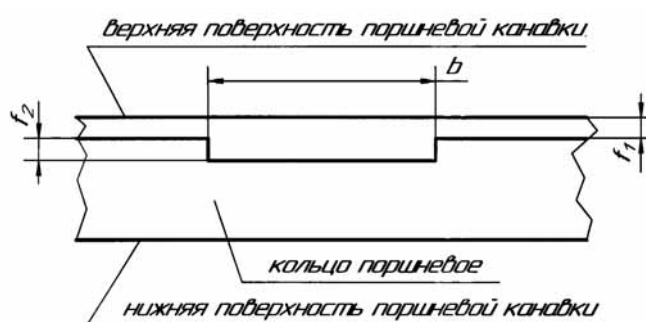


Рис. 3. Схема к определению геометрических размеров канавок antivибрационного поршневого кольца

шневой группы двигателя. В этом случае доработка серийного поршневого кольца, возможная даже в условиях эксплуатации, позволит устранить вибрационное разрушение верхнего компрессионного кольца.

Литература

1. Иссинский Ю.Г. О вибрации поршневых уплотнительных колец // Вестник машиностроения. — 1972. — № 4. — С. 37–40.
2. Иссинский Ю.Г., Гинцбург Б.Я. Вибрация поршневых колец // Вестник машиностроения. — 1978. — № 7. — С. 13–16.
3. Гинцбург Б.Я. Теория поршневого кольца. — М., 1979. — 271 с.
4. Furuhashi Shaichi, Hiruma Masaru, Tsuzita Makoto. Piston Ring Motion and Its Influence on Engine Tribology. SAE Techn. Pap. Ser., 1979, № 790860, P. 13.
5. Corbat Jean-Pierre. Zur Mechanik der Kolbenringe mit asymmetrischem Querschnitt, MTZ. 1975, 36. — № 11. — 306–308 P.
6. Энгелиш К. Поршневые кольца / Пер. с нем. — М.: Машгиз. — Т. 1. 1962. — 584 с.
7. Энгелиш К. Поршневые кольца / Пер. с нем. — М.: Машгиз. — Т. 2. 1963. — 368 с.

НА ДВИГАТЕЛЕСТРОИТЕЛЬНЫХ ЗАВОДАХ РОССИИ

ИСПЫТАНИЯ ДИЗЕЛЯ ЗМЗ-5148 С СИСТЕМОЙ COMMON RAIL

На Заволжском моторном заводе (входит в холдинг ОАО «Северсталь-авто») в рамках госконтракта прошло второе рабочее заседание приемочной государственной комиссии по рассмотрению результатов стендовых испытаний дизельных двигателей ЗМЗ-5148 с системой Common Rail (CR), соответствующих требованиям Евро-3.

Госкомиссии были представлены результаты испытаний трех из десяти опытных образцов третьей серии дизельных двигателей ЗМЗ-5148, созданных по условиям государственного контракта.

В соответствии с техническим заданием оценке подвергались энергетические параметры, в том числе по топливной экономичности; экологические — на соответствие нормам Евро-3, а также надежность. Выполненная работа была оценена госкомиссией положительно.

Кроме того, были совершены пробные поездки на автомобилях УАЗ и «Соболь» с установленными дизельными двигателями ЗМЗ-5148.

По окончании испытаний на итоговом заседании комиссия должна будет дать заключение об одобрении конструкции дизельного двигателя ЗМЗ-5148 на соответствие стандарту Евро-3.

Сайт ОАО «Заволжский моторный завод»