

УДК 621.658.012.531

Ю.Л. Рапацкий, канд. техн. наук, доцент; А.Г. Остренко, аспирант

Севастопольский национальный технический университет

Студгородок, г. Севастополь, Украина, 99053

E-mail: auto@sevgtu14.sebastopol.ua

Обеспечение оптимальных характеристик автомобильных гидравлических амортизаторов с учётом потерь давления

Найдена количественная оценка расхода жидкости через кольцевой зазор между рабочими поверхностями поршня и цилиндра, а также перепада давления между штоковой и бесштоковой полостями рабочего цилиндра амортизатора. Полученные результаты позволяют обеспечить оптимальные характеристики амортизаторов за счёт создания наиболее целесообразных значений зазоров между рабочими поверхностями поршня и цилиндра.

Амортизаторы необходимы для гашения колебаний кузова и колёс автомобиля.

Традиционно на отечественных и многих зарубежных автомобилях применяют гидравлические двухтрубные амортизаторы. Гидравлические амортизаторы в результате создаваемого ими сопротивления (жидкостного трения) преобразуют механическую энергию колебания кузова и колёс автомобиля в тепловую энергию, которую рассеивают в окружающую среду.

При работе амортизатора рабочая жидкость перетекает под давлением через множество щелевых зазоров и дроссельных отверстий в клапанах амортизатора. Поэтому амортизаторы относятся к одной из разновидностей объёмных гидравлических машин, работающих при средних и высоких давлениях порядка 3,0...7,5 МПа [1]. При таких величинах давления рабочая жидкость стремится пойти в обход дросселирующих отверстий и клапанов амортизатора, что при увеличенном зазоре между рабочими поверхностями поршня и цилиндра амортизатора существенно снижает величину усилия сопротивления перемещению штока, особенно при значительных силовых и динамических нагрузках.

В большинстве случаев при расчёте параметров гидравлических амортизаторов не учитывается расход жидкости, перетекающей через кольцевой зазор между поршнем и цилиндром, однако такое допущение справедливо только для новых либо незначительно изношенных амортизаторов.

Несмотря на большую длину хода амортизаторов (более 300 мм), наиболее выраженный износ рабочей поверхности цилиндра происходит на сравнительно небольшом участке (обычно 100...150 мм), причём в

середине этого участка имеет место максимальное увеличение внутреннего диаметра. В связи с этим представляет большой практический интерес оценка влияния износа рабочих поверхностей уплотнительного кольца поршня и внутренней поверхности цилиндра на величину расхода рабочей жидкости через зазор между указанными деталями. Такая оценка позволяет по результатам измерения на стенде силовых и динамических параметров амортизатора с высокой вероятностью оценить ориентировочную величину износа рабочих поверхностей уплотнительного кольца поршня и внутренней поверхности цилиндра.

Целью проведения исследования является количественная оценка расхода жидкости через кольцевой зазор между рабочими поверхностями поршня и цилиндра и перепада давления между штоковой и бесштоковой полостями рабочего цилиндра амортизатора. В литературе не рассмотрено решение указанной задачи применительно к гидравлическим амортизаторам. В [2] приведена формула, условием применимости которой является неподвижность поршня относительно цилиндра, что делает её непригодной при расчёте расхода в кольцевом зазоре гидравлического амортизатора. При ламинарном течении жидкости через малый кольцевой зазор, образующийся между уплотнительным кольцом поршня и внутренней поверхностью дополнительного цилиндра амортизатора (рисунок 1), перепад давления Δp можно определить по формуле

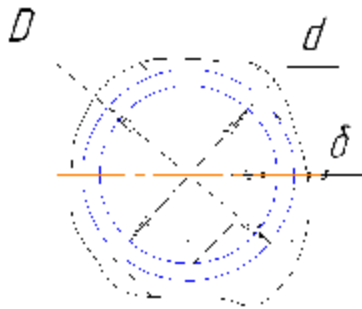


Рисунок 1 – Схема кольцевого зазора в рабочей полости амортизатора

$$\Delta p = \frac{6\mu l (2Q - V_{\Pi} \delta \pi D)}{\delta^3 \pi D},$$

где V_{Π} – скорость перемещения поршня амортизатора, среднее значение обычно принимается равным 0,3 м/с; μ – коэффициент динамической вязкости амортизаторной жидкости, $\mu = 0,036$ Па·с; l – высота уплотнительного кольца, $l = 0,05$ м; Q – расход жидкости через кольцевой зазор, м³/с; δ – кольцевой зазор, м; D – внутренний диаметр цилиндра амортизатора, м.

Перепад давления Δp характеризует степень герметичности уплотнения между поршнем и цилиндром.

Проведённый на ПЭВМ расчёт, результаты которого приведены в таблице 1, показывает, что перепад давлений Δp обратно пропорционален величине зазора δ между поршнем и цилиндром. Характер зависимости показан на рисунке 2.

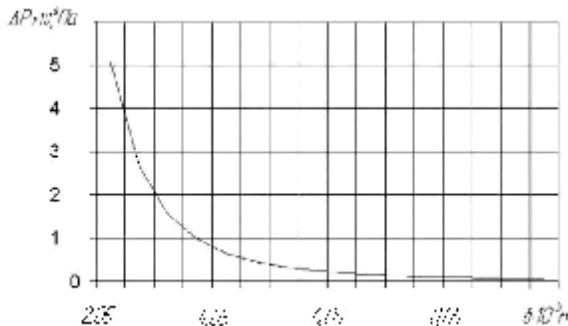


Рисунок 2 – График зависимости перепада давления от величины кольцевого зазора

Расход жидкости через кольцевой зазор найдём из выражения:

$$Q = V_{cp} \cdot S,$$

где V_{cp} – средняя по сечению скорость жидкости, м/с; S – площадь сечения кольцевого зазора, м², равная

$$S = \frac{\pi}{4}(D^2 - d^2),$$

где d – внешний диаметр уплотнительного кольца поршня, м.

Среднюю по сечению скорость жидкости найдём из уравнения расхода

$$\frac{V_{cp}}{V_{II}} = \frac{S_{II}}{S},$$

где S_{II} – площадь поперечного сечения рабочей полости амортизатора:

$$S_{II} = \frac{\pi \cdot D^2}{4}, \text{ м}^2.$$

Значения перепада давлений в зависимости от величины кольцевого зазора (степени износа амортизатора) приведены в таблице 1.

Таблица 1 – Зависимость разности давлений от величины кольцевого зазора

Кольцевой зазор $\delta \cdot 10^{-5}$, м	Коэффициент динамической вязкости μ , Па·с	Высота уплотнительного кольца l , м	Скорость перемещения поршня V_{II} , м/с	Расход жидкости через кольцевой зазор Q , м ³ /с	Внутренний диаметр цилиндра амортизатора D , м	Перепад давления $\Delta P \cdot 10^9$, Па
2,05	0,036	0,05	0,3	0,0001719	0,027021	5,13
2,55	0,036	0,05	0,3	0,0001719	0,027021	2,64
3,05	0,036	0,05	0,3	0,0001719	0,027021	1,54
3,55	0,036	0,05	0,3	0,0001719	0,027021	0,98

4,05	0,036	0,05	0,3	0,0001719	0,027021	0,66
4,55	0,036	0,05	0,3	0,0001719	0,027021	0,46
5,05	0,036	0,05	0,3	0,0001719	0,027021	0,34
5,55	0,036	0,05	0,3	0,0001719	0,027021	0,26
6,05	0,036	0,05	0,3	0,0001719	0,027021	0,20
6,55	0,036	0,05	0,3	0,0001719	0,027021	0,16
7,05	0,036	0,05	0,3	0,0001719	0,027021	0,12
7,55	0,036	0,05	0,3	0,0001719	0,027021	0,10
8,05	0,036	0,05	0,3	0,0001719	0,027021	0,08
8,55	0,036	0,05	0,3	0,0001719	0,027021	0,07
9,05	0,036	0,05	0,3	0,0001719	0,027021	0,06
9,55	0,036	0,05	0,3	0,0001719	0,027021	0,05

Более наглядно эту зависимость можно увидеть, построив график, изображённый на рисунке 2. Зависимость, изображённая на графике имеет явно выраженный нелинейный характер. Из графика и таблицы видно, что увеличение кольцевого зазора всего на $1 \cdot 10^{-5}$ м (от $2,05 \cdot 10^{-5}$ м до $3,05 \cdot 10^{-5}$ м или на 50%) приводит к уменьшению перепада давления между полостями более чем в 3 раза. Это говорит о том, что даже малейший износ уплотнительного кольца или внутренней стенки цилиндра амортизатора может значительно увеличить потери давления через кольцевой зазор, что вызовет уменьшение величин сопротивления перемещению штока.

В процессе эксплуатации износ трущихся деталей амортизатора неизбежен. Крайне нежелательным вариантом является износ внутренних стенок цилиндра амортизатора, так как его восстановление будет крайне трудоёмким и нерентабельным. Поэтому необходимо изготавливать уплотнительные кольца амортизатора из более мягкого материала, чем цилиндр. Увеличение потерь давления через кольцевой зазор из-за износа уплотнительного кольца поршня амортизатора предпочтительнее с точки зрения последующего ремонта, который будет существенно менее трудоёмким, потребует значительно меньших затрат.

Полученные результаты позволяют сделать вывод о необходимости обеспечения кольцевого зазора между поршнем и цилиндром не более $3 \cdot 10^{-5}$ м, что не всегда соблюдается при изготовлении особенно при восстановлении амортизаторов. Необходимо также отметить, что, если при изготовлении амортизатора получен кольцевой зазор $\delta \approx 3 \cdot 10^{-5}$ м, т.е. близкий к предельно допустимому, то срок службы такого изделия будет значительно меньше, чем при зазоре $2 \cdot 10^{-5}$ м. Таким образом, для качественного изготовления и ремонта амортизаторов целесообразно применение сплошного входного контроля деталей и селективной сборки. Получение оптимальных характеристик амортизаторов, соответствующих заданным значениям силовых и динамических

параметров, возможно только при условии обеспечения кольцевого зазора между поршнем и цилиндром в пределах от $1,5 \cdot 10^{-5}$ до $2,5 \cdot 10^{-5}$ м. Перспективой дальнейших исследований в данном направлении является разработка специальной методики диагностирования состояния и прогнозирования остаточного ресурса амортизаторов. Кроме того, перспективной представляется разработка технологического обеспечения производства и ремонта амортизаторов с заранее прогнозируемым рабочим ресурсом.

В производственных условиях возможно применение компактных недорогих стендов, аналогичных описанным в [3], обеспечивающих измерение параметров амортизаторов и получение исходных данных для расчёта прогнозируемого рабочего ресурса.

Библиографический список

1. Дербаремдикер А.Д. Гидравлические амортизаторы автомобилей / А.Д. Дербаремдикер. — М.: Машиностроение, 1979. — 237 с.
2. Попов Д.Н. Гидромеханика / Д.Н. Попов, С.С. Панаиотти, М.В. Рябинин. — М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2002. — 383 с.
3. Рапацкий Ю.Л. Повышение эффективности процесса испытаний гидравлических амортизаторов легковых автомобилей / Ю.Л. Рапацкий, Н.Б. Билянская // Автоматизация Проблемы, идеи, решения: Материалы междунар. науч.-техн. конф., г. Севастополь 24–27 мая 2004 г. — Севастополь, 2004. — С. 33–34.

Поступила в редакцию 9.02.2005 г.