



www.volsu.ru

# ИННОВАЦИИ В ЭНЕРГЕТИЧЕСКОМ, МЕТАЛЛУРГИЧЕСКОМ И ХИМИЧЕСКОМ МАШИНОСТРОЕНИИ

---

---

DOI: <https://doi.org/10.15688/NBIT.jvolsu.2021.1.5>

УДК 532.5.013

ББК 22.253.3

## ИССЛЕДОВАНИЕ ГИДРОДИНАМИКИ СМАЗКИ В ЗАЗОРАХ МЕХАНИЗМА ГАЗОРАСПРЕДЕЛЕНИЯ ДВИГАТЕЛЯ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

**Александр Викторович Васильев**

Доктор технических наук, профессор кафедры «Теплотехника и гидравлика»,  
Волгоградский государственный технический университет  
vasilyev@vstu.ru  
просп. им. Ленина, 28, 400005 г. Волгоград, Российская Федерация

**Евгений Сергеевич Агеев**

Аспирант кафедры «Теплотехника и гидравлика»,  
Волгоградский государственный технический университет  
tig@vstu.ru  
просп. им. Ленина, 28, 400005 г. Волгоград, Российская Федерация

**Аннотация.** Рассмотрена методика расчета гидродинамики смазки в зазорах на основе обобщенной математической модели динамики механизма газораспределения. Приведены результаты ее использования для привода выпускного клапана двигателя 8ЧВН15/16. Показано, что разработанные методики и алгоритмы обеспечивают более точное определение динамических и трибологических характеристик механизма газораспределения.

**Ключевые слова:** механизм газораспределения, гидродинамика смазки, двигатель внутреннего сгорания, трибологические характеристики, математическое моделирование.

При проектировании и исследовании механизма газораспределения (МГР) ДВС большое внимание в последнее время уделяется

гидродинамике смазки в зазорах. Это вызвано заметным ее влиянием на динамику механизма, широким использованием различных

гидроэлементов в клапанном приводе, а также необходимостью определения трибологических характеристик основных сопряжений МГР, в значительной мере определяющих его надежность [3–6]. В связи с этим в данной работе представлена обобщенная методика математического моделирования динамики МГР с учетом гидродинамики смазки, а также приведены некоторые результаты ее использования.

При сближении контактирующих поверхностей (или уменьшении толщины масляной пленки) внешняя нагрузка  $Q$ , действующая на сопряжение, равна алгебраической сумме несущей силы вытесняемой смазки  $Q_B$  и несущей гидродинамической силы  $Q_G$ , возникающей вследствие перемещения точки контакта по рабочим поверхностям кулачка и толкателя:

$$Q = Q_B + Q_G. \quad (1)$$

На основе изложенной методики разработан алгоритм пошагового итерационного расчета нестационарного значения толщины масляной пленки в сопряжении кулачок-толкатель. При этом производная  $dh/dt$  в (3) представляется в конечно-разностном виде, а в качестве внешней нагрузки  $Q$  может быть использована как квазистатическая сила в приводе, равная сумме сил клапанных пружин и инерции приведенных к толкателю масс движущихся деталей механизма, так и сила, рассчитываемая путем математического моделирования динамики МГР. В последнем случае дополнительно учитываются колебательные процессы в клапанном приводе, и расчет является более точным.

В связи с этим рассмотрим расчет гидродинамики смазки в зазорах МГР в рамках обобщенной математической модели его динамики, позволяющей исследовать клапанные механизмы различных типов с учетом их существенных особенностей, таких как начальные усилия и зазоры в связях, рассеяние энергии при колебаниях, наличие односторонних связей и возможность разрыва кинематической цепи, ударные взаимодействия деталей при восстановлении контактов в звеньях, переменность параметров (передаточных чисел, жесткостей, силы давления газов на тарелку клапана).

Дифференциальные уравнения движения системы из  $N$ -связанных масс имеют вид

$$m_i \ddot{x}_i = P_i - F_i + \sum_{n=1}^{n_i} (P_{in} - F_{in}) \quad (i = 1, \dots, N), \quad (2)$$

где  $m_i$  – величина  $i$ -й массы;  $\ddot{x}_i$  – ее ускорение;  $P_i$  – внешняя сила, действующая на  $i$ -ю массу (например, сила от давления газов в цилиндре);  $F_i$  – сила внешнего трения;  $n_i$  – общее количество связей  $i$ -й массы с другими или с неподвижной заделкой;  $P_{in}$  и  $F_{in}$  – силы соответственно от упругой деформации и внутреннего трения в  $n$ -й связи, действующие на  $i$ -ю массу.

Сила вязкого трения

$$F_i = b_i \dot{x}_i, \quad (3)$$

где  $b_i$  – коэффициент внешнего трения;  $\dot{x}_i$  – скорость  $i$ -й массы.

Для двухсторонней связи, передающей как растягивающие, так и сжимающие усилия,

$$P_{in} = \mp (P_{in})_0 - c_{in} (x_i - x_j / r_{in} \pm s_{in}), \quad (4)$$

где  $(P_{in})_0$  – начальное усилие (при  $x_i = x_j = 0$ ;  $c_{in}$  – жесткость связи;  $x_i$  и  $x_j$  – перемещения соответственно  $i$ -й и  $j$ -й масс;  $j$  – номер массы, соответствующей связи  $n$ ;  $r_{in}$  – передаточное отношение связи ( $r_{in}$  не равно единице, например, для коромысла);  $s_{in}$  – кинематическое возбуждение, определяемое законом перемещения толкателя для связи кулачок-толкатель, либо законом перемещения плунжера гидрокомпенсатора при наличии последнего в данной связи. В других случаях величина  $s_{in}$  полагается равной нулю. В (4) и ниже верхний знак соответствует случаю, когда масса  $j$  расположена далее массы  $i$  в положительном направлении оси  $OX$ , а нижний знак – противоположному случаю.  $(P_{in})_0$  положительно для сжатой и отрицательно для растянутой связи.

В односторонней связи (не передающей растягивающие усилия) возможно возникновение зазора  $\delta_{in}$  при относительном расхождении масс. Тогда при наличии кинематического возбуждения

$$P_{in} = \mp (P_{in})_0 - c_{in} [x_i - x_j / r_{in} \pm (s_{in} + \delta_{in} - \Delta_{in})], \quad (5)$$

где  $\delta_{in}$  и  $\Delta_{in}$  – соответственно текущее и начальное (при нулевых перемещениях масс) значения зазоров.

Очевидно, при соблюдении условия равновесия хотя бы одно из начальных значений  $\Delta_{in}$  и  $(P_{in})_0$  должно быть равно нулю, если только в данной связи отсутствует несущая гидродинамическая сила. Величина  $\delta_{in}$  при отсутствии смазки в зазоре определяется по формуле:

$$\delta_{in} = \max\{[\Delta_{in} - (P_{in})_0 / c_{in} - s_{in} \mp (x_i - x_j / r_{in})], 0\}. \quad (6)$$

Сила внутреннего трения  $F_{in}$  в связи принимается пропорциональной скорости ее деформации. Для двухсторонней связи

$$F_m = (\dot{x}_i - \dot{x}_j / r_{in} \pm \dot{s}_{in}), \quad (7)$$

где  $b_{in}$  – коэффициент внутреннего трения;  $\dot{x}_j$  – скорость  $j$ -й массы,  $\dot{s}_{in}$  – скорость кинематического возбуждения.

Для односторонней связи выражение (7) справедливо при равном нулю зазоре  $\delta_{in}$ . В противном случае при отсутствии смазки в зазоре величина  $F_{in}$  полагается равной нулю.

Пусть зазор заполнен маслом, и соответствующая упругая связь сжата, то есть выражение  $(P_{in} - F_{in})$  меньше нуля, если масса  $j$  расположена далее массы  $i$  в положительном направлении оси  $OX$ , и  $(P_{in} - F_{in})$  больше нуля в противоположном случае. Тогда при чистом вытеснении смазки для определения  $\delta_{in}$  следует вместо (6) использовать, следующее соотношение:

$$\dot{\delta}_{in} = -|P_{in} - F_{in}| \delta_{in}^3 / K_{in}. \quad (8)$$

Если же соответствующая односторонняя связь, не передающая растягивающих усилий, не является сжатой (то есть выражение  $(P_{in} - F_{in})$  принимает нулевое значение), предполагаем, что величина  $\delta_{in}$  может увеличиваться в случае взаимного расхождения масс:

$$\dot{\delta}_{in} = \max\{[-\dot{s}_{in} \mp (\dot{x}_i - \dot{x}_j / r_{in})], 0\}. \quad (9)$$

Соответственно, сила внутреннего трения в связи рассчитывается по формуле

$$F_m = b_{in} [\dot{x}_i - \dot{x}_j / r_{in} \pm (\dot{s}_{in} + \dot{\delta}_{in})]. \quad (10)$$

Изложенный подход позволяет строить математические модели клапанного привода с учетом гидродинамики смазки в его зазорах, количество и параметры которых задаются в исходных данных. Уравнения (2) после понижения порядка путем введения дополнительных переменных в сочетании с (9) или (10) образуют систему, решаемую методом Рунге-Кутты.

С использованием идентифицированной по экспериментальным данным девятимассовой динамической модели [2] привода выпускного клапана двигателя 8ЧВН15/16 выполнены расчеты чистого вытеснения смазки из теплового зазора, а также определена толщина масляной пленки в сопряжении кулачок-толкатель.

На рисунке 1 приведены графики изменения толщины масляной пленки в тепловом зазоре МГР для двух значений частоты вра-

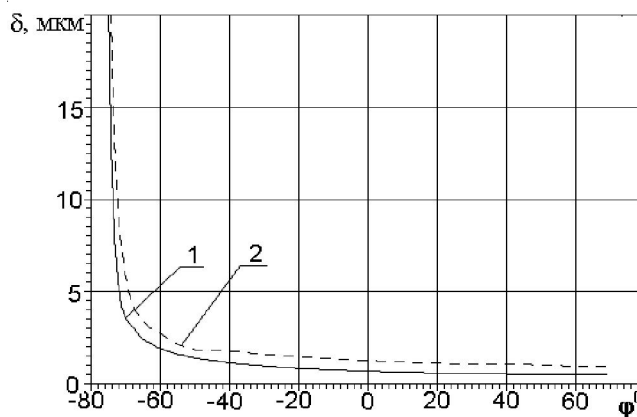


Рис. 1. Толщина масляной пленки в тепловом зазоре МГР двигателя 8ЧВН15/16 в зависимости от угла поворота кулачка (случай чистого вытеснения масла):

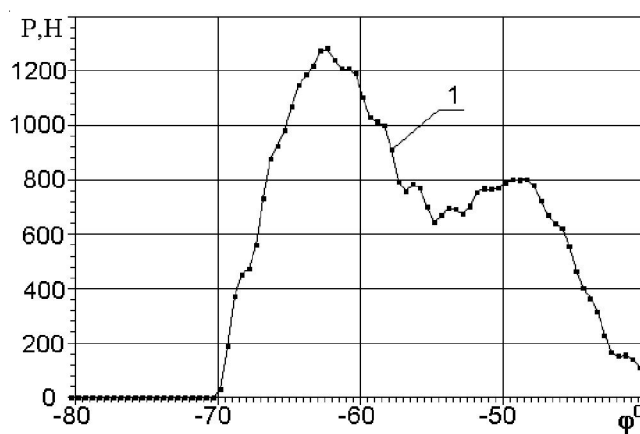
1 – n = 600 об/мин; 2 – n = 2000 об/мин

щения коленчатого вала. При этом зазор, начальное значение которого задавалось равным 0,1 мм, вводился в связь между элементами, моделирующими штангу толкателя и коромысло, причем форма контакта принималась круговой с радиусом 5 мм.

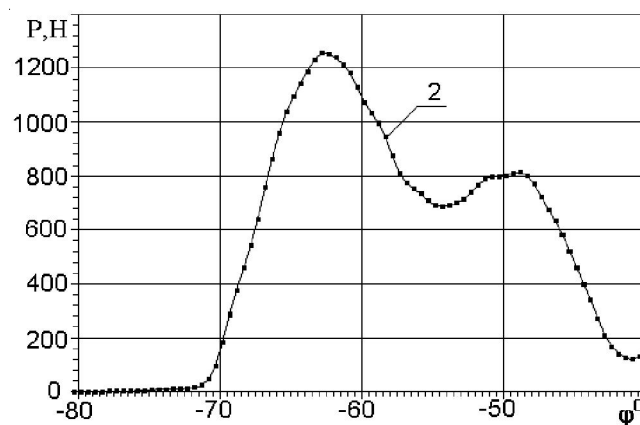
Расчет вытеснения смазки из зазора позволяет учесть рассеяние энергии в слое смазки дополнительно к потерям на внешнее и внутреннее трение. При этом также изменяются жесткостные характеристики связи. Так, ее приведенная жесткость, рассчитанная с учетом уменьшения толщины масляной пленки, меньше заданной статической жесткости, и переменна по углу поворота кулачка [1]. Отмеченные обстоятельства оказывают влияние на результаты моделирования динамики клапанного привода. На рисунке 2 при-

ведены результаты сравнительных расчетов силы, действующей со стороны коромысла на клапан в начальный период его подъема при исходной величине теплового зазора 0,3 мм и частоте вращения коленчатого вала двигателя 1900 об/мин. Плавность нарастания силы при вступлении механизма в работу, характерная для расчета с учетом вытеснения масла (кривая 2), хорошо согласуется с экспериментальными данными. При этом наблюдается смягчение ударного взаимодействия деталей при восстановлении контактов в звеньях как в начале движения клапана, так и в случае разрывов кинематической цепи.

При наличии масла в зазоре (кривая 2 на рисунке 2) первые максимальное и минимальное пиковые значения силы равны соответственно 1255 Н и 690 Н, в то время как



а)



б)

Рис. 2. Сила в коромысле привода клапана двигателя 8ЧВН15/16 в зависимости от угла поворота кулачка: а) без учета гидродинамики смазки; б) с учетом гидродинамики смазки

эти же параметры при расчете без учета вытеснения масла (кривая 1 на рисунке 2) равны 1 281 Н и 643 Н. Различие интенсивности возбуждаемых в приводе высокочастотных колебаний в начальной фазе движения клапана, хорошо заметные при сравнении кривых 1 и 2 на рисунке 2, становятся более существенными при увеличении зазора и частоты вращения распределительного вала. Поскольку высокочастотные колебания быстро затухают, различия в динамике при посадке клапана, вызванные учетом вытеснения масла из зазоров, менее существенны. Таким образом, анализ полученных результатов позволяет сделать вывод о том, что учет наличия масляных пленок между элементами повышает адекватность математической модели динамики МГР.

На рисунке 3 приведены результаты расчета толщины масляной пленки в сопряжении кулачок-толкатель. Кривая 1 получена на основе формулы (4) (квазистационарный расчет) при нагружении сопряжения силами клапанных пружин и инерции приведенных к толкателю движущихся масс. Кривая 2 соответствует расчету с учетом эффекта вытеснения смазки по изложенной выше методике (нестационарный расчет) и таком же, как и для кривой 1, квазистатическом нагружении сопряжения. Наконец, кривая 3 рассчитана с учетом как нестационарности гидродинамики смазки, так и наличия колебательных процессов в механизме, моделируемых на основе представленной

выше обобщенной математической модели динамики МГР. Расчет выполнен для частоты вращения коленчатого вала 1700 об/мин и нулевого теплового зазора.

Кривые 1 и 2 различаются вследствие наличия эффекта вытеснения смазки. Отличия особенно заметны в области минимальных толщин и становятся более существенными с ростом частоты вращения кулачка, а также при разрывном ускорении толкателя.

Заметно также влияние на результаты более точного расчета сил с учетом колебательных процессов в механизме. Различия кривых 2 и 3 наибольшие также в зонах действия вытеснительных эффектов и невелики при отсутствии последних. Это объясняется тем, что при использовании (4) изменение нагрузки слабо влияет на  $h_{\min}$  вследствие малого показателя степени у  $Q_T$ , равного (-0,13). Увеличение  $h_{\min}$  в начале и конце движения клапана для кривой 3 по сравнению с кривыми 1 и 2 вызвано тем, что при математическом моделировании динамики, в отличие от квазистатического расчета силы, обеспечивается постепенность нагрузки и разгрузки сопряжения.

Таким образом, разработанная обобщенная математическая модель динамики МГР, позволяющая рассчитывать гидродинамику смазки в его сопряжениях, обеспечивает более точное определение динамических и трибологических характеристик механизма, являющихся основой для оценки его работоспособности и надежности.

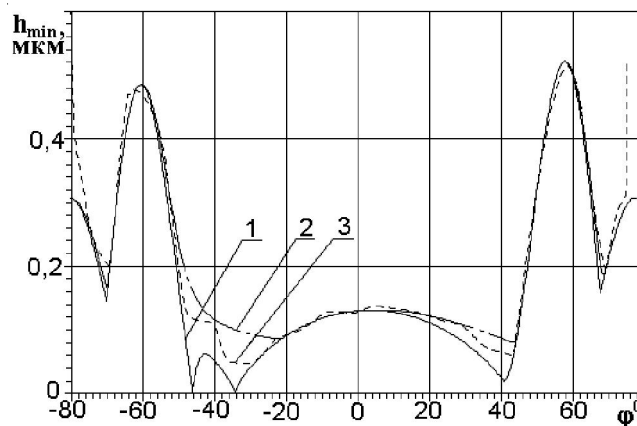


Рис. 3. Минимальная толщина масляной пленки в сопряжении кулачок-толкатель двигателя 8ЧВН15/16 в зависимости от угла поворота кулачка:

- 1 – квазистатический расчет; 2 – расчет с учетом нестационарности режима смазки;
- 3 – расчет с учетом нестационарности режима смазки и колебательных процессов в МГР

**СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ**

1. Васильев, А. В. Обобщенная математическая модель динамики механизма газораспределения ДВС с гидротолкателем / А. В. Васильев // Деп. в ВИНТИ. – 1997. – № 3709 – В97. – С. 1–15.
2. Григорьев, Е. А. Математическое моделирование динамики механизма газораспределения ДВС / Е. А. Григорьев, А. В. Васильев // Двигателестроение. – 1991. – № 12. – С. 7–9.
3. Dowson, D. *Elastohydrodynamic Lubrication* / D. Dowson, G. R. Higginson. – L. : Pergamon Press, 1966. – 235 p.
4. Holland, J. Zur Ausbildung eines Schmierfilms zwischen Nocken und / J. Holland // MTZ. – 1978. – Vol. 39, № 5. – S. 225–231.
5. Holland J. Die Elastohydrodynamik / J. Holland // Konstruktion. – 1978. – Vol. 30, h. 9. – S. 363–369.
6. Kreuter, P. Valve Train Calculation Model with Regard to Oil Film Effects / P. Kreuter, F. Pischinger // SAE Techn. Pap. Ser. – 1985. – № 850399. – P. 1–10.

**REFERENCES**

1. Vasil'ev A.V. Obobshchyonnaya matematicheskaya model' dinamiki mekhanizma gazoraspredeleniya DVS s gidrotolkatelem [Generalized Mathematical Model of the Dynamics of the Gas Distribution Mechanism of an Internal Combustion Engine with a Hydraulic Pusher]. *Dep. v VINITI*, 1997, no. 3709 - V97, pp. 1-15.
2. Grigor'ev E.A., Vasil'ev A.V. Matematicheskoe modelirovanie dinamiki mekhanizma gazoraspredeleniya DVS [Mathematical Modeling of the Dynamics of the Gas Distribution Mechanism of the Internal Combustion Engine]. *Dvigatelistroenie*, 1991, no. 12, pp. 7-9.
3. Dowson D., Higginson G.R. *Elastohydrodynamic Lubrication*. London, Pergamon Press, 1966. 235 p.
4. Holland J. Zur Ausbildung eines Schmierfilms zwischen Nocken und. *MTZ*, 1978, vol. 39, no. 5, S. 225-231.
5. Holland J. Die Elastohydrodynamik. *Konstruktion*, 1978, vol. 30, h. 9, S. 363-369.
6. Kreuter P., Pischinger F. Valve Train Calculation Model with Regard to Oil Film Effects. *SAE Techn. Pap. Ser.*, 1985, no. 850399, pp. 1-10.

**INVESTIGATION OF THE FLUID DYNAMICS OF LUBRICATION  
IN THE GAPS OF THE GAS DISTRIBUTION MECHANISM  
OF THE INTERNAL COMBUSTION ENGINE**

**Alexander V. Vasilyev**

Doctor of Sciences (Engineering), Professor, Department of Heat Engineering and Hydraulics,  
Volgograd State Technical University  
vasilyev@vstu.ru  
Prosp. Lenina, 28, 400005 Volgograd, Russian Federation

**Evgenij S. Ageev**

Postgraduate Student, Department of Heat Engineering and Hydraulics,  
Volgograd State Technical University  
tig@vstu.ru  
Prosp. Lenina, 28, 400005 Volgograd, Russian Federation

**Abstract.** The method of calculating the fluid dynamics of the lubricant in the gaps is considered on the basis of a generalized mathematical model of the dynamics of the gas distribution mechanism. The results of its use for the drive of the engine exhaust valve are presented. It is shown that the developed methods and algorithms provide a more accurate determination of the dynamic and tribological characteristics of the gas distribution mechanism.

**Key words:** gas distribution mechanism, lubrication hydrodynamics, internal combustion engine, tribological characteristics, mathematical modeling.