



УДК 532.5

<https://doi.org/10.5281/zenodo.21915469>

МОДЕЛИРОВАНИЕ ДИАГНОСТИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ МОТОРНОГО МАСЛА В СИСТЕМЕ СМАЗКИ ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГАТЕЛЯ «CUMMINS»

И.Х. Матякубов.

Преподаватель, Ташкентского международного университета Кимё

В современных условиях одним из приоритетных направлений развития сельскохозяйственного производства является обеспечение аграрного сектора высокопроизводительной, надежной и конкурентоспособной техникой, а также повышение эффективности ее эксплуатации. При этом важное значение приобретает не только приобретение и внедрение современной зарубежной и отечественной сельскохозяйственной техники, но и обеспечение ее рационального, экономичного и экологически безопасного использования.

В ведущих странах мира, включая США, Германию, Японию, Бразилию, Польшу и Российскую Федерацию, проводятся интенсивные исследования процессов старения и деградации моторных масел, применяемых в современных двигателях тракторов и сельскохозяйственных машин. Основное внимание уделяется изучению изменения физико-химических и эксплуатационных свойств масел в зависимости от режима работы двигателя, температуры, нагрузки, продолжительности эксплуатации, качества топлива, уровня загрязнения и других факторов.

В качестве диагностических параметров могут использоваться вязкость, степень окисления, содержание металлов износа, загрязненность, наличие топлива в масле, изменение щелочного числа и другие физико-химические показатели. В частности, компанией Cummins Inc. разработаны современные подходы к контролю состояния моторных масел, основанные на регулярном анализе проб масла и сопоставлении полученных результатов с эксплуатационными данными двигателя. Система FluidWatch предусматривает анализ моторного масла, регистрацию результатов лабораторных исследований и отслеживание изменения показателей во времени, что позволяет выявлять признаки деградации масла и потенциальные неисправности двигателя на ранней стадии.

Кроме того, программа Cummins OilGuard демонстрирует возможность оптимизации интервалов замены масла на основе комплексного анализа данных о работе двигателя и результатов анализа проб моторного масла. При этом учитываются фактические условия эксплуатации и нагрузочные режимы, что позволяет отказаться от чрезмерно консервативной замены масла и одновременно предотвратить его чрезмерную эксплуатацию.

Целью настоящего исследования является адаптация математического аппарата исследования движения вязкой жидкости к анализу процессов циркуляции моторного масла в системе смазки дизельного двигателя Cummins и установлению взаимосвязи между параметрами потока, давлением и условиями эксплуатации. Сохранение расчетных зависимостей позволяет использовать исходный математический аппарат для оценки параметров движения рабочей жидкости в масляных каналах двигателя.

Основным вопросом при моделировании движения моторного масла является исследование закона изменения давления, скорости и импульса потока в масляных каналах системы смазки. Изменение давления находится в непосредственной связи с изменением скорости движения масла и его вязкостными характеристиками. В связи с этим в первую очередь необходимо определить действительный характер изменения скорости, давления и импульса потока при различных режимах работы двигателя.

Математическое описание движения моторного масла в системах смазки может быть выполнено на основе уравнения количества движения вязкой жидкости и уравнения неразрывности. При этом учитываются геометрические параметры масляных каналов, вязкость масла, плотность, расход и перепад давления. Такой подход позволяет связать гидродинамические параметры системы смазки с режимом работы двигателя и последующей оценкой эксплуатационного состояния масла.

Основным вопросом при гидравлическом ударе является исследование закона изменения давления и импульса моторного масла в системах смазки. Изменение давления находится в непосредственной связи с изменением скорости жидкости движения моторного масла в системах смазки трубопроводе. В связи с этим в первую очередь необходимо выяснить действительный характер изменения скорости и импульса.

Основная схема физического процесса явления гидравлического удара по теории Н.Е. Жуковского основывается на мгновенном ударе жидкости. При этом жидкость считается не вязкой, но сжимаемой и подчиняющейся закону Гука, трубопровод – абсолютно жестким. Скорость H напорного движения определяется по формуле

$$V_H = \sqrt{2gH} \quad [1].$$

С дополнительным изменением давлений напор во всех сечениях нагнетательного трубопровода мгновенно меняется и удар распространяется как упругая волна с большой скоростью к мембране и в нагнетательном трубопроводе создаётся перепад давления Δp , который определяется в виде разницы давлений [2]:

$$\Delta p = p_H - p_a = \rho \frac{\alpha V_H^2}{2},$$

где V – средняя скорость потока, $V = ui + \mathcal{J}^i$; α – коэффициент кинетической энергии, или коэффициент Кориолиса. Скорость мгновенного удара во всех точках поперечного сечения равна средней скорости ($u=V$) и при $\alpha \approx 1.04$ определяется по интегральному соотношению [2]:

$$\alpha = \frac{1}{\omega_0} \int_{\omega} \left(\frac{u}{V} \right)^3 d\omega.$$

Таким образом, будем иметь следующее равенство для определения разниц давления Δp :

$$\Delta p = \alpha \rho \frac{V_H^2}{2} = \alpha \rho \frac{2gH}{2} = \alpha \gamma H \quad (1)$$

где γ – удельный вес жидкости.

Из-за внезапного удара в нагнетательном трубопроводе диаметром D_0 происходит гидравлический удар о сеточную мембрану с диаметром щели d_0 . Вследствие гидравлического удара в нагнетательном трубопроводе возникает напорное истечение из щели мембраны. Как отмечалось, мгновенный удар сопровождается возникновением напорного импульса I_0^* в трубопроводе[2]:

$$I_0 = P_0 + \gamma H .$$

Значение импульса потока определяется на основе использования уравнения Навье–Стокса для вязкой жидкости, применительно к моторному маслу. При этом принимается, что рассматриваемый участок масляного канала имеет заданную геометрию, а параметры масла изменяются в зависимости от температуры и степени его эксплуатационной деградации.

$$\rho u \frac{\partial u}{\partial x} + g \frac{\partial u}{\partial r} = -\frac{\partial p}{\partial x} + \nu \nabla^2 u .$$

Уравнение неразрывности моторного масла записывается в общем виде следующим образом.

$$\frac{\partial(u\rho r)}{\partial x} + \frac{\partial(g\rho r)}{\partial r} = 0 . \quad (2)$$

Предположим, что рассматриваемый масляный канал имеет круглое осесимметричное сечение. Тогда принимаются соответствующие начальные и граничные условия для скорости и давления.

$$u(R_0) = 0, \left. \frac{\partial u}{\partial r} \right|_{r=0} = 0, \\ g(0) = 0, g(R_0) = 0.$$

Уравнение количества движения с учетом уравнения неразрывности позволяет получить зависимость, связывающую скорость потока моторного масла, его вязкость, геометрические параметры канала и перепад давления.

$$\frac{\partial}{\partial x}(\rho u^2) + \frac{\partial(\rho u g)}{\partial r} = -\frac{\partial p}{\partial x} + \nu \nabla^2 u . \quad (3)$$

Для получения уравнения, усредненного по толщине круглого масляного канала, выполняется интегрирование по поперечному сечению. В результате получают интегральное выражение для вязкой жидкости, которое может быть использовано при моделировании циркуляции моторного масла.

$$\int_0^{2\pi} d\theta \int_0^{R_0} r dr \left[\frac{\partial}{\partial x}(\rho u^2) + \frac{\partial(\rho u g)}{\partial r} \right] = - \int_0^{2\pi} d\theta \int_0^{R_0} r \frac{\partial p}{\partial x} dr + \gamma \int_0^{2\pi} d\theta \int_0^{R_0} r \nabla^2 u dr \quad (4)$$

Отсюда получаем выражение для импульса потока моторного масла во внутренней части канала до изменения режима движения.

$$2\pi \frac{d}{dx} \int_0^{R_0} (\rho u^2 + p) r dr = \gamma \frac{1}{r} \left. \frac{\partial u}{\partial r} \right|_0^{R_0} . \quad (5)$$

Импульс потока, определяемый соответствующим интегралом, позволяет оценить изменение гидродинамического состояния масла при переходе двигателя с одного нагрузочного режима на другой.

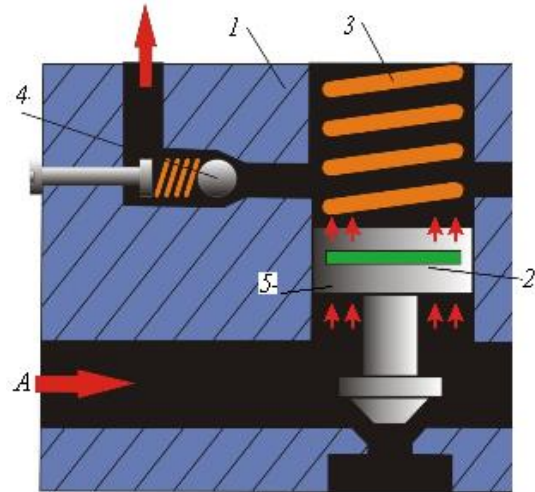
$$2\pi \left[\int_0^{R_0} \rho u^2 r dr + p \frac{R_0^2}{2} \right] = \text{const}.$$

При моделировании принимается, что на рассматриваемом участке масляного канала локальные потери напора могут быть учтены соответствующим коэффициентом сопротивления.

$$|p_{\text{вх}} - p_{\text{вых}}| \ll 1.$$

Первый интеграл полученного выражения определяет импульс потока моторного масла, после чего может быть установлена его зависимость от расхода и скорости движения.

$$I_0 = 2\pi \int_0^{R_0} \rho u^2 r dr = \text{const}.$$



Работа перепускного клапана при гидравлическом ударе:
 А – нагнетательный канал; С – сливной канал; 1 – корпус;
 2 – перепускной клапан; 3 – пружина;
 4 – предохранительный клапан; 5 – мембрана

Согласно зависимости Пуазейля, расход вязкой жидкости определяется перепадом давления, вязкостью масла и геометрическими параметрами канала. В реальной системе смазки двигателя Cummins данные параметры зависят также от температуры моторного масла и технического состояния двигателя.

$$Q = 2\pi \frac{\Delta p R_0^4}{16\mu L}, \quad (6)$$

где $R_0 = \frac{D_0}{2}$ – начальной радиус внешней части трубопровода. При помощи формулы определим импульс потока в ударном трубопроводе (5), (6):

$$\begin{aligned} I_0 &= \int_0^{2\pi} d\theta \int_0^{R_0} r u^2 \rho dr = 2\pi \int_0^{R_0} \rho \left(\frac{\Delta p}{4\mu L} \right)^2 [R_0^4 - r^2]^2 r dr = 2\pi \rho \left(\frac{\Delta p}{4\mu L} \right)^2 \int_0^{R_0} [R_0^4 - 2R_0^2 r^2 + r^4] r dr = \\ &= 2\pi \rho \left(\frac{\Delta p}{4\mu L} \right)^2 \int_0^{R_0} [R_0^4 r - 2R_0^2 r^3 + r^5] dr = 2\pi \rho \left(\frac{\Delta p}{4\mu L} \right)^2 \left[\frac{R_0^6}{2} - 2 \frac{R_0^6}{4} + \frac{R_0^6}{6} \right] = 2\pi \rho \left(\frac{\Delta p}{4\mu L} \right)^2 \frac{R_0^6}{6} = \\ &= \rho \left(\frac{\Delta p R_0^4}{16\mu L} 2\pi \right)^2 \frac{16}{6} \frac{1}{2\pi} \frac{1}{R_0^2}. \end{aligned}$$

Для импульса потока имеем выражение

$$I_0 = \rho \frac{4}{3\pi} \frac{1}{R_0^2} Q, \quad (7)$$

где Q — расход моторного масла, то есть объем рабочей жидкости, проходящей через поперечное сечение масляного канала за единицу времени.

$$Q = \omega V = \pi R_0^2 V,$$

Из условия неразрывности имеем соответствующую формулу, связывающую расход, площадь поперечного сечения и среднюю скорость потока.

$$I_0 = \frac{4}{3\pi} \frac{1}{R_0^2} \rho [\pi R_0^2 V] = \frac{4\pi}{3} \rho R_0^2 V^2. \quad (8)$$

Из гидродинамики известно, что максимальная скорость течения вязкой жидкости достигается на оси круглого канала, тогда как средняя скорость определяется через максимальную скорость.

$$2V_{cp} = V_{max} \text{ или } V = \frac{V_{max}}{2}. \quad (9)$$

Учитывая полученную зависимость, выражение для импульса потока моторного масла записываем в соответствующем виде.

$$I_0 = \frac{\pi}{3g} \gamma R_0^2 V_0^2 = 0.10680272 \cdot 1 \cdot \gamma \cdot R_0^2 V_0^2.$$

Для моторного масла плотность и вязкость зависят от температуры и марки масла. Поэтому при проведении расчетов необходимо использовать фактические значения физико-химических параметров масла, соответствующие исследуемому режиму работы двигателя.

$$I_{01} = k I_0,$$

где k — коэффициент восстановления. Удар неупругий и за коэффициент восстановления примем $k=0.8$ [3], кроме того, если конец трубы наклонен под углом $\beta\pi$ к оси симметрии трубы, то импульс потока определяется равенством

$$I_0 = -K \sin \beta\pi \cdot I_{01}.$$

После изменения режима движения возникает переходный поток с соответствующим импульсом.

$$I_{01} = K \sin \beta\pi \cdot I_0. \quad (10)$$

Кроме того, в масляной магистрали возможно взаимодействие потоков при переключении режимов работы системы смазки. Вследствие этого изменяются скорость, давление и локальные гидравлические потери.

$$I_0^* = (I_0 + I_{01}) \cdot \frac{1}{1 + K_1}.$$

В процессе переходного режима происходит взаимодействие вязкой рабочей жидкости с элементами системы смазки. Для расчетной оценки принимается соответствующая модель коэффициента восстановления.

$$I_0^* = \frac{1}{2}[I_0 + I_{01}] = \frac{I_0}{2}[1 + K \sin \beta\pi].$$

За счет сопротивления и изменения сечения потока происходит потеря давления, откуда получаем окончательную расчетную зависимость для импульса моторного масла в масляной магистрали.

$$I_0 = k_c I_0^*, \quad (11)$$

где k_c – коэффициент сжатия, равный

$$k_c = \frac{\pi}{\pi + 2} \approx 0.611.$$

Учитывая полученную зависимость, определяем выражение для импульса потока моторного масла.

$$I_0 = \frac{\pi}{\pi + 2} \cdot \frac{1 + K \sin \beta\pi}{2} \cdot 26.70068 \cdot D_0^2 \cdot V_0^2 = 8.157058(1 + K \sin \beta\pi) D_0^2 V_0^2.$$

Перепад давления в масляном канале при изменении режима работы двигателя определяется соответствующей расчетной зависимостью.

$$\Delta p = \frac{4I_0^*}{\pi d_0^{*2}} = \frac{10.3911}{d_0^{*2}} \cdot V_0^2 D_0^2 \cdot (1 + K \sin \beta\pi). \quad (12)$$

В таблице приведены расчетные значения зависимости перепада давления от параметров движения рабочей жидкости. При адаптации методики к двигателю Cummins численные значения должны быть пересчитаны с учетом фактических характеристик моторного масла, температуры, расхода и геометрии масляных каналов.

Значения зависимости перепада давления от напора потока гидравлической жидкости

Н, м	10	15	20	25	30	35	40	45	50	55	60
ат м	1.04	1.56	2.08	2.6	3.1	3.64	4.16	4.68	5.2	5.72	6.24
Δp	9.172 8	13.75 9	18.34 5	22.93 2	27.18 4	32.10 4	36.69 1	41.27 76	45.86 4	50.45 04	55.03 7

На основании расчетных зависимостей может быть установлена взаимосвязь между геометрическими параметрами масляного канала и характеристиками потока. Это создает основу для дальнейшего анализа влияния температуры, вязкости и степени деградации масла на работу системы смазки.

$$\frac{d_0^*}{D_0} = \sqrt{\frac{10.3911}{1.04} (1 + k \sin \beta\pi)} \frac{V_0}{\sqrt{\rho g H}}. \quad (13)$$

При $H=10$ равенство (13) примет вид

$$\frac{d_0^*}{D_0} = 0.03161 \sqrt{\frac{1 + k \sin \beta \pi}{h}} V_0 \frac{V_0}{\sqrt{10\gamma}}. \quad (14)$$

Таким образом, сохраненный математический аппарат может быть использован как расчетная основа для исследования движения моторного масла в системе смазки двигателя Cummins. В дальнейшем результаты расчетов целесообразно сопоставлять с данными лабораторного анализа масла: вязкостью, степенью окисления, содержанием металлов износа, загрязненностью, наличием топлива и изменением щелочного числа.

при $\beta = 30^\circ$, $\frac{d_0^*}{D_0} = 0.0374 \frac{V_0}{\sqrt{h}}$, а при $\beta = 45^\circ$, $\frac{d_0^*}{D_0} = 0.03955 \frac{V_0}{\sqrt{h}}$.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

- [1] Аронович Г.В. Гидравлический удар и уравнильные резервуары. М.: Наука, 1968. – 248 с.
- [2] Киселев П.Г. Гидравлика и основы механики жидкости. М.: Энергия, 1980. – 360 с.
- [3] Овсепян В.П. Гидравлический таран и таранные установки. М.: Машиностроение, 1968. – 123 с.
- [4] Рахматулин Х.А. Газовая волновая динамика. М.: МГУ, 1962.
- [5] Сурин А.А. Гидравлические удары в водопроводах и борьба с ними. М., 1946. – 372 с.
- [6] Хамидов А.А., Худайкулов С.И. Теория струй многофазной вязкой жидкости. Ташкент: Фан, 2005. – 120 с.
- [7] Матякубов И. Х., Бердимуратов П. Т., Перевозчикова Н. В. Влияние механических примесей и воды в двигателе на производительность // Чтения академика В. Н. Болтинского: сборник статей. — Т. I. — Москва, 2026. — С. 341–347.