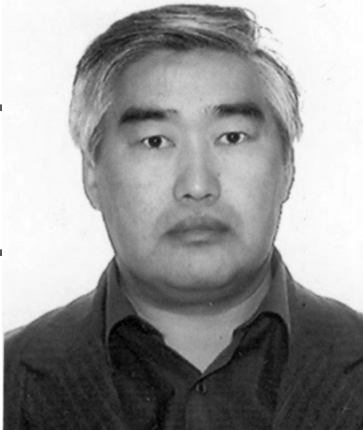


## РАСЧЕТ РАСХОДОВ МАСЛА В АГРЕГАТАХ ТРАНСМИССИЙ ЭНЕРГОНАСЫЩЕННЫХ ТРАКТОРОВ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОГО НАЗНАЧЕНИЯ С ПРИНУДИТЕЛЬНОЙ СИСТЕМОЙ СМАЗКИ



С.Н. Шуханов (фото)

д.т.н., профессор, профессор кафедры

«Общеинженерная подготовка»

филиал ФГБОУ ВО ИРНИТУ в г. Усолье-Сибирском

О.Л. Маломыжев

к.т.н., доцент, доцент кафедры «Автомобильный транспорт»

ФГБОУ ВО ИРНИТУ

Н.Е. Федотова

к.э.н., доцент, заведующая кафедрой

«Общеинженерная подготовка»

филиал ФГБОУ ВО ИРНИТУ в г. Усолье-Сибирском

*Энергонасыщенные  
тракторы,  
трансмиссия, тепловой  
режим, система смазки,  
расчет расходов масла*

*Energy high powered  
tractors, transmission, heat  
regime, lubrication system,  
oil expenses calculation*

В агрегатах с принудительной системой смазки движение масла осуществляется в основном под давлением, создаваемым насосами, по трубопроводам и каналам относительно малого диаметра. Это позволяет использовать для его описания одномерные модели [1]. Методические погрешности, возникающие при этом, учитываются коэффициентом неравномерности потока ( $\alpha$ ). Внутри агрегатов масло движется по каналам, выполненным внутри вращающихся деталей. Это обуславливает возникновение сил (центробежных и кориолисовых), связанных с переносным движением. Эти силы придают не только дополнительный импульс потоку масла, но и вызывают дополнительную диссипацию энергии из-за увеличения внутреннего трения. Поток масла содержит воздух в растворенной и остаточной формах. При изменениях давления воздух переходит из одной формы в другую.

В зависимости от содержания остаточного воздуха изменяется плотность и вязкость потока масла.

Движение среды описывается уравнениями Навье – Стокса [2]. В векторной форме, пренебрегая объемной вязкостью и считая среду несжимаемой, уравнение записывается:

$$\rho \cdot \frac{d\vec{V}}{dt} = -\nabla p + \eta \nabla^2 \vec{V} + \sum_{k=1}^n \rho_k \cdot \vec{P}_k, \quad (1)$$

где  $\rho$  – плотность масла,

$\vec{V}$  – вектор скорости потока масла,

$\nabla$  – оператор Гамильтона,

$p$  – давление в потоке масла,

$\eta$  – коэффициент динамической вязкости масла,

$\vec{P}_k$  – вектор внешних сил.

В качестве внешней силы берется удельная сила тяжести ( $\rho \cdot g$ ).

Для установившегося движения в канале (трубопроводе) с учетом погрешностей в эффективных значениях коэффициентов уравнение (1) приводится к виду:

$$\rho \cdot \left( V \frac{dV}{dl} - \frac{V_l^2}{l} \right) = - \frac{dp}{dl} + \eta \frac{d^2V}{dl^2} + \rho \cdot g, \quad (2)$$

где  $\rho V_l^2/l$  – плотность центробежных сил при переносном движении. Если канал не участвует в переносном движении, но имеет вращающиеся стенки, то центробежная сила увеличивает внутреннее трение масла и учитывается в диссипативном члене ( $\eta d^2V/dl^2$ ).

При переносном движении также возникает сила Кориолиса ( $\rho V V_l/l$ ), которая увеличивает внутреннее трение и учитывается также диссипативным членом.

Одной из причин диссипации импульса является трение жидкости о стенки канала. Его величину принято оценивать в потерях давления по зависимости:

$$\Delta p = (p_1 - p_2) = \lambda \cdot \chi \cdot \frac{L \cdot V^2}{d_l \cdot 2 \cdot g}, \quad (3)$$

где  $\lambda$  – коэффициент потерь на трение жидкости,

$\chi$  – удельный вес жидкости,

$L$  – длина канала,

$d_l$  – гидравлический диаметр канала.

При движении по масляному тракту, потоку приходится преодолевать различные сопротивления, которые вызывают его деформацию и изменение скорости. Потери импульса, вызванные этими сопротивлениями, носят название местных гидравлических потерь и оцениваются в величине потери давления по зависимости:

$$\Delta p = \xi \cdot \chi \cdot \frac{V^2}{2 \cdot g}, \quad (4)$$

где  $\xi$  – коэффициент местного сопротивления.

Справочные данные по величинам  $\lambda$ ,  $\xi$  содержатся в работах [3, 4, 5].

Диссипативный член в уравнении (2) с учетом уравнений (3), (4) выражается:

$$\eta \frac{d^2V}{dl^2} = \varphi \cdot \rho \cdot V \cdot \frac{dV}{dl}, \quad (5)$$

где  $\varphi$  – коэффициент, учитывающий потери импульса на трение и преодоление местных сопротивлений.

$$\rho \cdot \frac{V_l^2}{l} = \rho \cdot \cos(\Psi) \cdot \omega^2 \cdot l^2, \quad (6)$$

где  $\omega$  – угловая скорость переносного движения,

$\Psi$  – угол наклона канала от нормали к оси вращения.

Уравнение (2), переписанное относительно давления с учетом уравнений (5), (6), принимает вид:

$$dp = \rho \cdot v \cdot dv + \rho \cdot \cos(\Psi) \cdot \omega^2 \cdot 2 \cdot l \cdot dl + \varphi \cdot \rho \cdot v \cdot dv + \rho \cdot g \cdot \cos(\Psi) \cdot dl.$$

Считая жидкость в канале несжимаемой ( $divV = 0$ ), что выражается в виде условия неразрывности ( $f \cdot V$ )<sub>i</sub> = const, где  $f_i$  – площадь поперечного сечения канала, произведем интегрирование в пределах длины канала ( $l_0 \dots l_k$ ):

$$p_k - p_0 = \rho \frac{V^2}{2} + \varphi \cdot \rho \frac{V^2}{2} + \rho \cdot \cos^2(\Psi) \omega^2 (l_k^2 - l_0^2) + \rho \cdot g \cdot \cos(\Psi) (l_k - l_0). \quad (7)$$

Вместо величины скорости потока ( $V$ ) обычно пользуются величиной расхода жидкости  $G$  ( $G = f \cdot V$ ). Тогда, считая  $\Delta p = p_k - p_0$  и вводя коэффициент неравномерности потока ( $\alpha$ ), уравнение (7) переписывается:

$$\Delta p - p_c - p_s = (\alpha + \varphi) \cdot \rho \frac{G^2}{2f^2}, \quad (8)$$

где  $p_c = \rho \cdot \cos(\Psi) \omega^2 (l_k^2 - l_0^2)$ ;

$p_s = \rho \cdot g \cdot \cos(\Psi) (l_k - l_0)$ .

С помощью уравнений вида (8) можно описать любой участок масляного тракта и, накладывая условия связи между участками (равенство давлений и неразрывность потока), получить модель гидравлического тракта в целом.

Часто потери давления выражают в единицах высоты столба жидкости ( $H$ ), для чего выражение (8) делят на удельный вес жидкости ( $\gamma$ ). Тогда выражение (8) принимает вид:

$$\Delta H = a \cdot G^2, \quad (9)$$

где  $\Delta H = \frac{(\Delta p - p_c - p_s)}{\gamma}$ ;

$$a = (\alpha + \varphi) / (2 \cdot g \cdot f^2).$$

Для моделирования замкнутого масляного тракта недостаточно системы, состоящей только из уравнений вида (8). В нее должны войти зависимости, описывающие работу гидромашин (в частности насосов), функционирующих в масляном тракте.

Они могут быть взяты в виде:

$$\Delta p_{\Gamma} = \frac{N \cdot \eta_M \cdot \eta_O}{G},$$

где  $\Delta p_{\Gamma}$  – перепад давления на входе и выходе из гидромашины,

$N$  – мощность, подводимая к входному валу гидромашины,

$\eta_M, \eta_O$  – механический и объемный КПД гидромашины.

Данные для расчета  $\eta_M, \eta_O$  содержатся в специальной литературе по конкретным видам гидромашин.

При учете остаточного воздуха, содержащегося в потоке масла, принимают зависимость концентрации растворенного в масле воздуха от давления, температуры и типа масла в виде [6]:

$$C = k \cdot p \cdot \exp(b/T),$$

где  $C$  – масса в молях растворенного воздуха в единице объема масла;

$k, b$  – постоянные коэффициенты, характеризующие систему воздух-масло.

При изменении давления или температуры от  $(p_0, T_0)$  до  $(p_1, T_1)$  в единице объема масла выделится (или растворится) воздух массой:

$$m_a = \mu(C_1 - C_0) = \mu \cdot k \left[ p_1 \cdot \exp\left(\frac{b}{T_1}\right) - p_0 \cdot \exp\left(\frac{b}{T_0}\right) \right],$$

где  $\mu$  – молекулярная масса воздуха.

При выделении он займет объем:

$$V_a = \left[ p_1 \cdot \exp\left(\frac{b}{T_1}\right) - p_0 \cdot \exp\left(\frac{b}{T_0}\right) \right] \cdot k \cdot R \frac{T_1}{p_1}.$$

Так как при движении потока масла по агрегатам трансмиссии у него будет происходить потеря давления и увеличение температуры, то это вызовет непрерывное насыщение масла остаточным воздухом, приводящее к изменению плотности и вязкости потока. Характеристики плотности и вязкости с учетом остаточного воздуха примут вид:

$$\rho = \frac{\rho_0}{1 + \left[ p_1 \cdot \exp\left(\frac{b}{T_1}\right) - p_0 \cdot \exp\left(\frac{b}{T_0}\right) \right] \cdot k \cdot R \frac{T_1}{p_1}}, \quad (9)$$

$$\eta = \eta_0 \cdot (1 + 0,015 \cdot D), \quad (10)$$

где  $\rho_0, \eta_0$  – плотность и вязкость масла, не содержащего воздуха в остаточной форме,

$D$  – процентное содержание воздуха в масле.

Значения  $\eta$ , определенные по формуле 10, служат для уточнения коэффициентов трения и местных сопротивлений, и  $\rho$ , определенная по формуле 9, вводятся в уравнение (8).

В окончательном виде модель масляного тракта трансмиссии, необходимая для определения расходов и тепловыделений модели теплового состояния агрегатов с принудительной системой смазки, записывается в виде системы уравнений:

$$\left\{ \begin{array}{l} \Delta p_1 - \rho_1 \cdot \cos(\Psi_1) \omega_1^2 (l_{K_1}^2 - l_{O_1}^2) - \rho_1 \cdot g \cdot \cos(\Psi_1) (l_{K_1} - l_{O_1}) = (\alpha_1 - \varphi_1) \rho_1 \frac{G_1^2}{2f_1^2} \\ \Delta p_2 - \rho_2 \cdot \cos(\Psi_2) \omega_2^2 (l_{K_2}^2 - l_{O_2}^2) - \rho_2 \cdot g \cdot \cos(\Psi_2) (l_{K_2} - l_{O_2}) = (\alpha_2 - \varphi_2) \rho_2 \frac{G_2^2}{2f_2^2} \\ \dots\dots\dots \\ \Delta p_i - \rho_i \cdot \cos(\Psi_i) \omega_i^2 (l_{K_i}^2 - l_{O_i}^2) - \rho_i \cdot g \cdot \cos(\Psi_i) (l_{K_i} - l_{O_i}) = (\alpha_i - \varphi_i) \rho_i \frac{G_i^2}{2f_i^2} \end{array} \right. , \quad (11)$$

$$\rho_i = \frac{\rho_0}{1 + \left[ p_i \cdot \exp\left(\frac{b}{T_i}\right) - p_0 \cdot \exp\left(\frac{b}{T_0}\right) \right] \cdot k \cdot R \frac{T_i}{p_i}}$$

$$\Delta p_{\Gamma} = \frac{N \cdot \eta_M \cdot \eta_O}{G}$$

$$\eta_M = \eta_0 \cdot (1 + 0,015 \cdot D).$$

Система уравнений (11) должна быть дополнена условиями связи между отдельными каналами. В качестве их принимаются в точках соединения равенство давлений ( $p_{2i} = p_{1i+1}$ ) и равенство нулю суммы массовых расходов:

$$\sum_{i=1}^n G_i = 0. \quad (12)$$

Для выполнения расчета системы смазки с использованием системы уравнений (11), необходимо систему смазки разделить на отдельные участки (каналы). При этом следует соблюдать следующие условия: участок не должен иметь разветвлений (разделений потоков); радиально вращающиеся участки и участки, расположенные под углом к горизонтальной поверхности, должны рассматриваться как отдельные; участки должны иметь мало изменяющийся диаметр по всей его длине. Для каждого участка определяются его геометрические параметры – длина, диаметр, выбираются коэффициенты местных гидравлических сопротивлений, частота вращения (для радиально вращающихся), угол наклона к горизонтальной плоскости. Для мест соединения

каналов принимается условие (12), а также учитывается, что в месте соединения для всех каналов давление имеет равное значение.

### **Заключение**

Предложенная система уравнений (11) позволяет описать движение масла в принудительной системе смазки трансмиссии практически любой сложности и конфигурации. При этом учитывается влияние на расход масла центробежных сил, имеющих место в радиально вращающихся каналах. Также введен учет влияния на движение масла изменения его физических свойств (плотности и вязкости) для каждого участка системы смазки в зависимости

от его температуры и воздействующего на него давления.

В итоге, применение разработанной модели системы смазки позволяет рассчитать количество подаваемого к смазываемым деталям масла с высокой достоверностью и получить объективную оценку обеспечения поверхностей трения необходимым количеством масла, а также оценить их тепловой режим. По результатам расчетов, при необходимости, следует внести конструктивные изменения, которые обеспечат подачу рационального количества масла к деталям и необходимый уровень эксплуатационной надежности трансмиссий энергонасыщенных тракторов сельскохозяйственного назначения.

### **Литература**

1. Емцев, Б.Т. Техническая гидромеханика [Текст]: учеб. для вузов, 2-е изд. / Б.Т. Емцев. – М.: Машиностроение, 1987. – 440 с.
2. Слѣзкин, Н.А. Динамика вязкой несжимаемой жидкости [Текст]: учеб. для вузов / Н.А. Слѣзкин. – М.: Государственное издательство технико-теоретической литературы, 1955. – 521 с.
3. Башта, Т.М. Гидравлика, гидромашин и гидропривод [Текст]: учеб. для машиностроительных вузов / Т.М. Башта, С.С. Руднев, Б.Б. Некрасов и др. – М.: Машиностроение, 1982. – 423 с.
4. Идельчик, И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям [Текст]: справочник / И.Е. Идельчик. – М.: Машиностроение, 2012. – 456 с.
5. Альтшуль, А.Д. Примеры расчетов по гидравлике [Текст]: учебн. пособие для вузов / А.Д. Альтшуль, В.И. Калицун, Ф.Г. Майрановский и др. – М.: Стройиздат, 1976. – 252 с.
6. Маломыжев, О.Л. Определение растворимости газа в маслах [Текст] / О.Л. Маломыжев, В.В. Скutel'ник, А.С. Бектемиров, А.В. Баранов // Расчет, диагностика и повышение надежности элементов машин: сб. науч. тр. / Алтайский гос. техн. ун-т. – Барнаул, 2011. – С. 21–29.

### **References**

1. Emcev, B.T. Tehnicheskaja gidromehanika [Tekst]: ucheb. dlja vuzov, 2-e izd. / B.T. Emcev. – M.: Mashinostroenie, 1987. – 440 s.
2. Sljozkin, N.A. Dinamika vjazkoj neszhimaemoj zhidkosti [Tekst]: ucheb. dlja vuzov / N.A. Sljozkin. – M.: Gosudarstvennoe izdatel'stvo tehniko-teoreticheskaj literatury, 1955. – 521 s.
3. Bashta, T.M. Gidravlika, gidromashiny i gidroprivod [Tekst]: ucheb. dlja mashinostroitel'nyh vuzov / T.M. Bashta, S.S. Rudnev, B.B. Nekrasov i dr. – M.: Mashinostroenie, 1982. – 423 s.
4. Idel'chik, I.E. Spravochnik po gidravlicheskim soprotivlenijam [Tekst]: spravochnik / I.E. Idel'chik. – M.: Mashinostroenie, 2012. – 456 s.
5. Al'tshul', A.D. Primery raschetov po gidravlike [Tekst]: uchebn. posobie dlja vuzov / A.D. Al'tshul', V.I. Kalicun, F.G. Majranovskij i dr. – M.: Strojizdat, 1976. – 252 s.
6. Malomyzhev, O.L. Opredelenie rastvorimosti gaza v maslah [Tekst] / O.L. Malomyzhev, V.V. Skutel'nik, A.S. Bektemirov, A.V. Baranov // Raschet, diagnostika i povyshenie nadezhnosti jelementov mashin: sb. nauch. tr. / Altajskij gos. tehn. un-t. – Barnaul, 2011. – S. 21–29.