

УДК 621.89

ВЛИЯНИЕ ВЯЗКОСТИ РАБОЧЕЙ ЖИДКОСТИ НА РЕЖИМ СМАЗКИ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ АГРЕГАТОВ СТРОИТЕЛЬНЫХ МАШИН

Ткач Вячеслав Владимирович

кандидат технических наук,

Государственное профессиональное образовательное учреждение

«донецкое училище олимпийского резерва им. С. Бубки»,

Донецкая Народная Республика, г. Донецк

INFLUENCE OF WORKING FLUID VISCOSITY ON LUBRICATION MODE OF HYDRAULIC UNITS OF CONSTRUCTION MACHINES

Vyacheslav Tkach

candidate of Technical Sciences,

State professional education establishment bubka's donetsk school of olympic reserve,

Donetsk People's Republic, Donetsk

Аннотация. В статье рассматривается влияние динамической вязкости рабочих жидкостей И-20А, МГЕ-46В, ВМГЗ на режим смазки плунжерных пар аксиально-поршневых насосов строительной техники. На основе существующей классификации видов смазки получена математическая модель для определения эффективной вязкости, которая отвечает переходу плунжерной пары от режима граничной смазки в жидкостный режим. Полученная модель учитывает геометрические параметры, частоту вращения вала насоса и величину безразмерного критерия – относительной толщины смазочной пленки. Выполнен расчет изменения эффективной вязкости от угла поворота вала для плунжерной пары аксиально-поршневого насоса с наклонным диском.

Abstract. The influence of dynamic viscosity of working liquids И-20А, МГЕ-46В, ВМГЗ on the lubrication of plunger pairs of axial-piston pumps of construction equipment is considered in the article. Based on the existing classification of lubricant types, a mathematical model is obtained to determine the effective viscosity, which corresponds to the transition of the plunger pair from the boundary lubrication regime to the semi-liquid mode. The obtained model takes into account the geometric parameters, the speed of rotation of the pump shaft and the size of the dimensionless criterion - the relative thickness of the lubricating film. The calculation of the change in the effective viscosity from the angle of rotation of the shaft for a plunger pair of an axial-piston pump with an inclined disk.

Ключевые слова: рабочая жидкость; толщина смазочного слоя; динамическая вязкость.

Keywords: operating fluid; the thickness of the lubricating layer; dynamic viscosity.

Введение. При проектировании и создании гидравлических приводов строительных машин особая роль отводится подбору рабочей жидкости (РЖ) при заданных условиях эксплуатации. Одной из главных характеристик РЖ является ее вязкость, а в более общем случае – вязкостно-температурная характеристика, которая определяет величину гидравлических потерь в диапазоне рабочих температур [1]. С другой стороны, работы в области триботехники дают четкую связь между вязкостью смазочного материала и видом смазки, который определяет механические потери на трение и износ в подвижных сопряжениях [2]. Однако, такое влияние вязкости сегодня практически не учитывается в практике создания гидромашин, при выполнении расчетов плунжерных пар аксиально-поршневых насосов и моторов. Такой учет вязкости РЖ позволит прогнозировать вид смазки, как следствие, интенсивность износа и ресурс подвижных сопряжений.

Обзор предыдущих исследований.

В соответствии с принятой классификацией [3] различают следующие виды смазки трибосопряжений: жидкостная смазка, при которой поверхности трения разделены слоем РЖ; граничная смазка, при которой происходит непосредственный контакт поверхностей по микронеровностям; смешанная смазка, которая представляет собой совокупность двух вышеназванных видов. Режим смазки пар трения определяется величиной относительной толщины смазочного слоя:

$$h_{wzg} = \frac{h}{R_{a1} + R_{a2}}, \quad (1)$$

где R_{a1} и R_{a2} – средние отклонения от центральной линии неровностей контактирующих поверхностей; h – толщина слоя смазки, мкм.

Согласно принятой классификации, относительная толщина смазочного слоя h_{wzg} для режима граничной смазки лежит в пределах $h_{wzg} < 1$ для режима полужидкостной смазки лежит в пределах $1 < h_{wzg} < 5$ для режима жидкостной смазки лежит в пределах $5 < h_{wzg} < 100$.

Известно, что время пребывания пар трения в режиме граничной смазки определяет величину их суммарного износа. Существует много зависимостей, которые описывают интенсивность износа поверхностей трения в условиях граничной смазки. Например, в работах [4, 5] были получены экспериментальные и теоретические зависимости интенсивности изнашивания от таких факторов: толщина смазочной пленки; вязкость смазочного материала; условия работы сопряжений (контактное давление, скорость относительного перемещения, температура).

В результате обобщения указанных работ была получена зависимость, которая позволяет моделировать процесс изнашивания подвижных сопряжений гидроприводов строительных машин [6]:

$$I = \frac{A \cdot v^{-0,4} \cdot \mu^{-\frac{1}{6}} \cdot P}{l_T \cdot h^2}, \quad (2)$$

где A – функция материала контртела, состава поверхностно-активных компонентов РЖ и шероховатости поверхностей; v – скорость скольжения поверхностей трения, м/с; μ – динамическая вязкость РЖ, Па·с; P – давление, Па; l_T – энергетическая плотность трения, установленная на основе анализа энергетического баланса, Дж/м³; h – толщина смазочной пленки при граничном трении, м.

Как видно из зависимости (2) интенсивность износа трибосопряжений, при прочих равных условиях, обратно пропорциональна квадрату толщины смазочной пленки и пропорциональна динамической вязкости в степени - 1/6. Если рассматривать момент перехода в режим жидкостной смазки то можно говорить о существенном влиянии гидродинамических процессов и вязкости на толщину смазочной пленки, как следствие на износ поверхностей трения.

Целью исследования является разработка математической модели для расчета эффективной динамической вязкости РЖ, при которой осуществляется переход из граничного в жидкостный режим смазки плунжерной пары аксиально-поршневого насоса.

Разработка математической модели.

Момент перехода из граничной смазки в жидкостную определяется условием

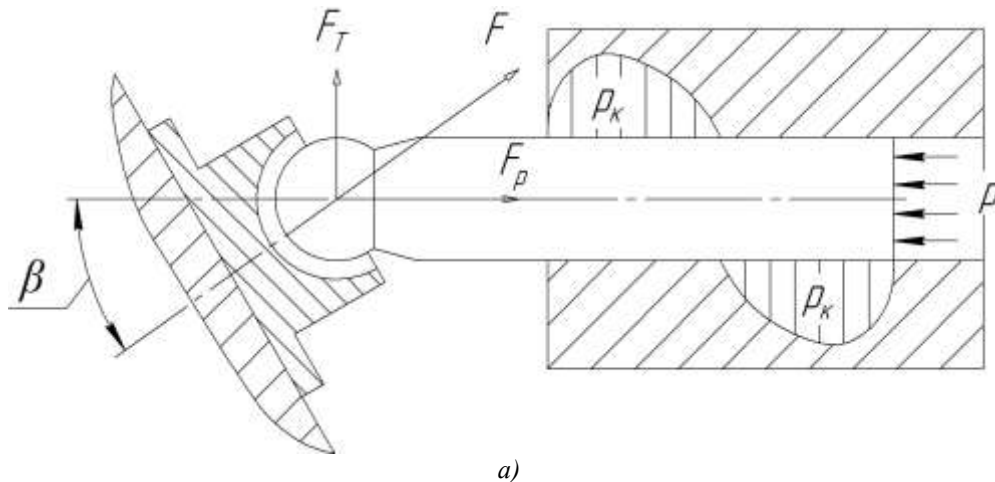
$$h_{\min} \geq (R_{a1} + R_{a2}) \cdot 5, \quad (3)$$

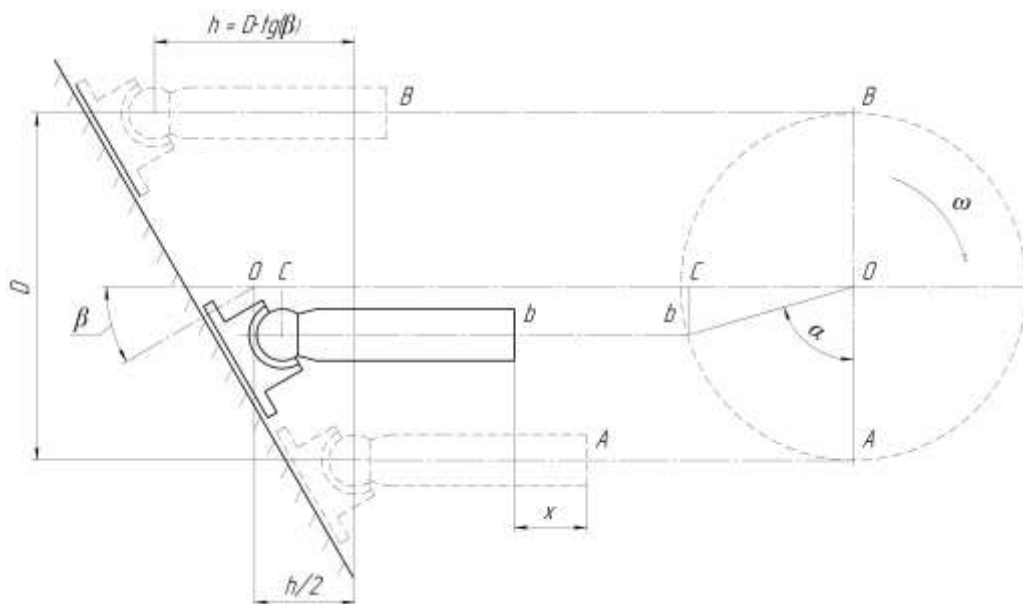
где h_{\min} – минимальная толщина смазочного слоя, мкм;

Согласно теории гидродинамической смазки Рейнольдса минимальная толщина смазочного слоя для пары трения «плунжер-гильза» аксиально-поршневого насоса, рис. 1(а), определится по формуле

$$h_{\min} = \sqrt{\frac{\mu \cdot r \cdot v_{\Pi}}{P_k}} \quad (4)$$

где r – радиус плунжера; μ – динамическая вязкость; v_{Π} – скорость поршня м/с; P_k – давление в контакте МПа.





б)

Рис. 1 – Схема пары трения «плунжер-гильза» аксиально-поршневого насоса с наклонным диском:

а) – схема сил; б) – кинематическая схема

Учитывая условие (3) получим зависимость для эффективной вязкости, т.е. вязкости при которой осуществляется переход в жидкостный режим, в следующем виде:

$$\mu_{эф} = \frac{h_{min}^{2\kappa}}{2 \cdot r \cdot \vartheta_{\Pi} \frac{25 \cdot p_{\kappa} \cdot (R_{a1} + R_{a2})^2}{2 \cdot r \cdot \vartheta_{\Pi}}} \quad (5)$$

Следующим этапом является определение контактного давления и линейной скорости плунжера. На рисунке 1(а) изображена расчетная схема для определения контактного давления в паре трения. Определим его через соотношение

$$p_k = \frac{F_T}{S_{\phi}} \quad (6)$$

где F_T - вертикальная составляющая реакции F, H ; S_{ϕ} - фактическая площадь контакта, m^2 .

Вертикальная составляющая определяется как

$$F_T = \frac{pS(D_p \cdot \sin \beta / 2) \sin \alpha}{O_c} \quad (7)$$

где p – давление РЖ в напорной магистрали, МПа; S - площадь плунжера, m^2 ; D_p – расстояние между крайними положениями плунжера, m ; β - угол наклона диска; α - угол поворота вала; O_c - вынос точки крепления плунжера к башмаку.

Определение S_{ϕ} усложнено за счет неравномерного распределения давления, шероховатости поверхностей, а также сложности расчета величины их деформаций. Однако, при расчетах $\mu_{эф}$ можно заведомо снизить p_k за счет увеличения S_{ϕ} до значения номинальной площади контакта S_{Π} . Таким образом, условие (3) будет выполняться. С учетом зависимостей (6) и (7), контактное давление будет равно

$$P_k = \frac{pS(D_p \cdot \sin \beta / 2) \sin \alpha}{S_{\phi} O_c} \quad (8)$$

Определим линейную скорость плунжера:

$$U_{\Pi} = f(\alpha) \quad (9)$$

Согласно рисунку 1(б) перемещение плунжера определяется как

$$x = p/2 - O_c = (D_{\Pi}/2) \operatorname{tg} \beta - (D_{\Pi}/2) \cos \alpha \cdot \operatorname{tg} \beta = (D_{\Pi}/2) \operatorname{tg} \beta (1 - \cos \alpha), \quad (10)$$

а линейная скорость плунжера

$$U_{\text{п}} = \frac{x}{t}, \quad (11)$$

где t - время одного оборота вала насоса, с.

Время одного оборота вала определяется через частоту вращения:

$$t = \frac{1}{\omega} \quad (12)$$

где ω - угловая скорость, рад/с.

Угловая скорость равна

$$\omega = 2\pi n, \quad (13)$$

где n - число оборотов с^{-1} .

Тогда, время одного оборота

$$t = \frac{1}{2\pi n}, \quad (14)$$

а скорость плунжера

$$U_{\text{п}} = 2\pi n \cdot x. \quad (15)$$

Окончательно, с учетом зависимостей (10) - (15) линейная скорость плунжера определяется как

$$U_{\text{п}} = 2 \cdot \pi \cdot (D_{\text{ц}}/2) \cdot t g \beta (1 - \cos \alpha). \quad (16)$$

Зависимости (5), (8) и (16) представляют собой, в совокупности, математическую модель для определения эффективной динамической вязкости РЖ для аксиально-поршневых насосов с наклонным диском.

Расчет эффективной вязкости по математической модели.

Используя зависимости (5), (8) и (16) произведем расчет эффективной вязкости РЖ И-20, ВМГЗ, МГЕ-46 для аксиально-поршневого насоса с наклонным диском. Исходные данные для расчета:

- вязкость ВМГЗ $\mu = 0,00834 \text{ Па}\cdot\text{с}$ при температуре $50 \text{ }^\circ\text{C}$;
- вязкость МГЕ – 46В $\mu = 0,02187 \text{ Па}\cdot\text{с}$ при температуре $50 \text{ }^\circ\text{C}$;
- вязкость И-20А $\mu = 0,0175 \text{ Па}\cdot\text{с}$ при температуре $50 \text{ }^\circ\text{C}$;
- O_e – вынос точки крепления плунжера к башмаку, $O_e = 0,02 \text{ м}$;
- $D_{\text{п}}$ – диаметр плунжера, $D_{\text{п}} = 0,02 \text{ м}$;
- $D_{\text{ц}}$ – диаметр окружности крепления плунжеров, $D_{\text{ц}} = 0,06 \text{ м}$;
- S - ход плунжера, $S = 0,055 \text{ м}$;
- β – угол наклона диска, $\beta = 20^\circ$;
- p - давление в гидросистеме, $p = 25 \text{ Мпа}$.

В расчетах устанавливалась величина скорости плунжера и эффективная вязкость РЖ в зависимости от числа оборотов вала насоса n и угла его поворота α . Результаты расчета приведены на рисунках 2 и 3.

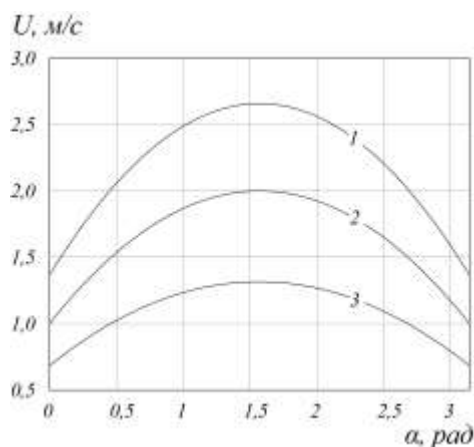


Рис. 2 – График изменения скорости плунжера от угла поворота вала насоса:
 1 - $n = 2400$ мин-1; 2 - $n = 1800$ мин-1; 3 - $n = 1200$ мин-1

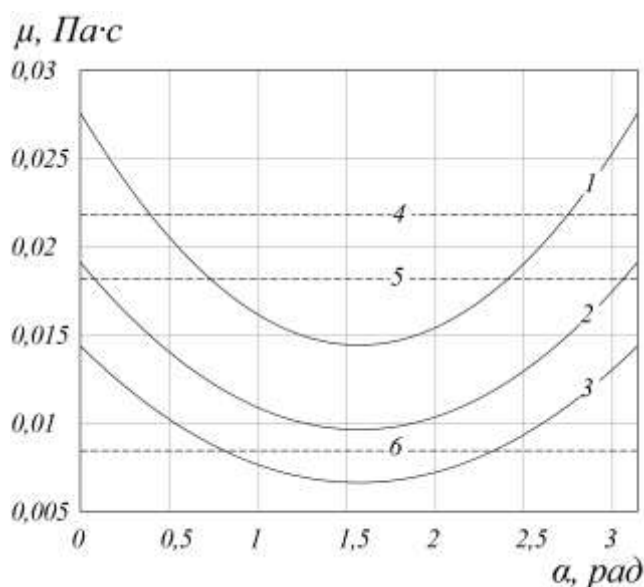


Рис. 3 – График изменения эффективной вязкости от угла поворота вала насоса:
 1 - $n = 2400$ мин-1; 2 - $n = 1800$ мин-1; 3 - $n = 1200$ мин-1; 4 - вязкость МГЕ-46В;
 5 - вязкость И-20А; 6 - вязкость ВМГЗ

Как видно из графика на рис. 2, скорость плунжера имеет максимальное значение в центральном положении, а минимальное – в «мертвых» точках. С увеличением числа оборотов вала насоса линейная скорость плунжера растет.

Анализ графиков, изображенных на рис. 3, показывает, что кривая эффективной вязкости в зависимости от угла поворота вала имеет характерный минимум в центральном положении плунжера. При подходе плунжера к «мертвым» точкам эффективная вязкость резко возрастает. Сравнение значений эффективной вязкости с динамической вязкостью рассмотренных РЖ доказывает, что вблизи «мертвых» точек исследуемая пара трения работает в режиме граничной смазки. В зависимости от числа оборотов вала и динамической вязкости используемой РЖ время работы пары трения в режиме граничной смазки изменяется, и для рабочей жидкости МГЕ-46В имеет минимальное значение.

Выводы.

1. Полученная математическая модель для определения эффективной вязкости РЖ учитывает в совокупности геометрические параметры плунжерной пары, скорость относительного перемещения, давление жидкости в напорной магистрали. Данная модель позволяет определять динамическую вязкость РЖ, необходимую для перехода плунжерных пар в жидкостный режим смазки, она может быть использована для прогнозирования износа и ресурса аксиально-поршневых насосов на этапе их проектирования.

2. Поскольку граничное трение приводит к значительному износу поверхностей, то возникает необходимость повышения динамической вязкости используемых РЖ в зоне рабочих температур, которые характерны для

гидроприводов строительных машин. Такое повышение вязкости позволит сократить время работы пар трения гидроагрегатов в режиме граничной смазки, как следствие, уменьшить их износ.

Список литературы:

1. Башта Т.М., Руднев С.С., Некрасов Б.Б. и др. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы. – М.: Машиностроение, 1982. – 423 с.
2. Чичинадзе А.В. Трение, износ и смазка (трибология и триботехника) / А.В. Чичинадзе, Э.М. Берлинер, Э.Д. Браун; под общ. ред. А.В. Чичинадзе. – М.: Машиностроение, 2003 – 576 с.
3. Чичинадзе А.В., Хебда М. Справочник по триботехнике. Т.1. – М.: Машиностроение, 1989. – 400 с.
4. Крагельский И.В. Трение и износ. - М.: Машгиз, 1962. - 382 с.
5. Флайшер Г. К связи между трением и износом. Контактные взаимодействия твердых тел и расчет сил трения и износа. - М.: Наука, 1971. -С. 163-169.
6. Лысиков Е.Н. Влияние электростатической обработки рабочих жидкостей на интенсивность износа пар трения гидроприводов// Вестник Харьковского государственного автомобильно-дорожного технического университета. – Харьков: РИО ХГАДТУ. – 2000. – Вып. 12–13. – С.75-78.

References:

1. Bashta T.M., Rudnev S.S., Nekrasov B.B. and others. Hydraulics, hydraulic machines and hydraulic drives. - M.: Engineering, 1982. – 423 pages.
2. Chichinadze A.V. Friction, wear and grease (tribology and tribotechnics)/A.V. Chichinadze, E.M. Berliner, E.D. Brown; under the general. ed. A.V. Chichinadze. - M.: Engineering, 2003-576 p.
3. Chichinadze A.V., Hebda M. Handbook of Tribotechnics. T.1. - M.: Engineering, 1989. – 400 pages.
4. Kragelsky I.V. Friction and wear and tear. - M.: Mashgiz, 1962. - 382 s.
5. Fleischer G. K the connection between friction and wear. Contact interactions of solids and calculation of friction and wear forces. - M.: Science, 1971. -C. 163-169.
6. Lysikov E.N. The influence of electrostatic treatment of working fluids on the wear rate of friction pairs of hydraulic drives//Bulletin of Kharkov State Automobile and Road Technical University. - Kharkov: RIO HGADTU. – 2000. - Out. 12–13. – Page 75-78