

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ

Безюков Олег Константинович —
д-р техн. наук, профессор.
ФГБОУ ВО «ГУМРФ имени адмирала С. О. Макарова»
okb-nayka@yandex.ru
Денисова Анастасия Александровна — соискатель.
ФГБОУ ВО «ГУМРФ имени адмирала С. О. Макарова»
Научный руководитель:
Безюков Олег Константинович
an-denisova@yandex.ru

INFORMATION ABOUT THE AUTHORS

Bezyukov Oleg Konstantinovich —
Doctor of Engineering, professor.
Admiral Makarov State University of Maritime
and Inland Shipping
okb-nayka@yandex.ru
Denisova Anastasiya Aleksandrovna — applicant.
Admiral Makarov State University
of Maritime and Inland Shipping
Supervisor:
Bezyukov Oleg Konstantinovich
an-denisova@yandex.ru

УДК 621.891

Ю. Н. Цветков,
А. С. Волков

ОСОБЕННОСТИ ОТНОСИТЕЛЬНОГО ПОЛОЖЕНИЯ КРИВЫХ ГЕРСИ – ШТРИБЕКА, ПОСТРОЕННЫХ ДЛЯ МАСЕЛ РАЗНОЙ ВЯЗКОСТИ, В ОБЛАСТИ ГИДРОДИНАМИЧЕСКОЙ СМАЗКИ

Изложены результаты экспериментов на трение силумина по серому чугуноу при смазывании маслами разной вязкости: И-20А, И-40А и МС-20. Показано, что относительное положение кривых Герси – Штрибека для масел разной вязкости в области гидродинамической смазки зависит от формы представления кривых. Зависимости коэффициента трения от обратной нагрузки располагаются в соответствии с гидродинамической теорией смазки: для масел более вязких в области жидкостной смазки они лежат выше аналогичных кривых для масел менее вязких. Однако в положении гидродинамических ветвей зависимости коэффициента трения от числа Гумбеля, представляющего собой произведение динамической вязкости и скорости скольжения, делённое на погонную нагрузку, наступает инверсия, т. е. при работе на масле исходно более вязком регистрируются более низкие коэффициенты трения по сравнению с исходно менее вязкими маслами. Высказано предположение о механизме влияния молекулярной массы масел на трение при гидродинамической смазке при постоянном значении числа Гумбеля.

Ключевые слова: машина трения, гидродинамический режим смазки, коэффициент трения скольжения, кривая Герси – Штрибека, молекулярная масса минерального масла, вязкость масла.

Введение

Узлы трения многих ответственных судовых устройств и механизмов, в частности дейдвудных устройств и судовых двигателей внутреннего сгорания (ДВС), работают в режиме гидродинамической (жидкостной) смазки. Например, в судовых дизелях в таком режиме постоянно работают подшипники скольжения шеек коленчатого вала; большую часть времени рабочего цикла в условиях гидродинамической смазки «работают» пары трения цилиндро-поршневой группы (ЦПГ): юбка поршня — втулка цилиндра и поршневое кольцо — втулка цилиндра. Потери на трение в сопряжениях ЦПГ могут превышать 50 % всех потерь на трение в дизеле [1]. Несмотря на то, что в судовых ДВС основные потери на трение приходятся на граничный режим смазки (они превышают в 3 — 4 раза потери на трение, приходящиеся на гидродинамический режим [2]), снижение трения при гидродинамической смазке, прежде всего, в подшипниках коленчатого вала и в сопряжениях юбка поршня — втулка цилиндра, позволило бы уменьшить расход топлива на несколько процентов.

Основной объем публикаций, касающийся гидродинамической смазки в узлах трения дизелей, посвящён главным образом расчёту режима смазки и определению толщины смазочной плёнки в этих узлах [3] — [7] и др. Однако эти работы носят преимущественно теоретический характер и результаты, изложенные в них, получены расчётным путём с использованием гидродинамической теории смазки. Объём экспериментальных работ, посвящённых вопросам гидродинамической смазки, со времени проведения масштабных экспериментов, выполненных Р. Штрибеком и М. Д. Герси в начале XX в., существенно уступает в настоящее время подобным экспериментам в области граничной смазки. Это объясняется тем, что область гидродинамической смазки более формализована: уравнения Ньютона и Рейнольдса позволяют определять многие параметры режима гидродинамической смазки расчётным путём [8]. Но и в области гидродинамической смазки остаётся много «белых пятен», в частности, до конца не выяснен вопрос о влиянии молекулярной массы минеральных масел на трение при жидкостной смазке.

Традиционно изменение режима смазки при варьировании внешних условий описывается кривой Герси – Штрибека — зависимостью коэффициента трения f от числа Гумбеля $Z = \eta v / p_{\text{пог}}$, где η — динамическая вязкость масла; v — линейная скорость скольжения; $p_{\text{пог}}$ — погонная нагрузка [8]. При анализе работы пары трения в масле конкретной марки кривые Герси – Штрибека строятся, как правило, при варьировании скорости скольжения v (при $p_{\text{пог}} = \text{const}$) или нагрузки $p_{\text{пог}}$ (при $v = \text{const}$). Поэтому наряду с представлением кривых Герси – Штрибека в традиционной форме как $f(\eta v / p_{\text{пог}})$ часто используются зависимости коэффициента трения от скорости скольжения (при постоянных нагрузке и вязкости) или коэффициента трения от обратной нагрузки (при постоянных скорости и вязкости).

Согласно закону Ньютона можно предположить, что с увеличением вязкости масла будут возрастать и потери на трение поршня по втулке цилиндра. Действительно, например, в статье [9] приводятся кривые Герси – Штрибека, построенные как зависимости $f(v)$ для масел разной вязкости при одинаковой нагрузке. При этом в области жидкостной смазки кривая для более вязкого масла проходит выше кривой для менее вязкого масла, в отличие от области граничной смазки, где всё происходит наоборот, что согласуется с теорией. Однако в работе [10] гидродинамические ветви кривых Герси – Штрибека, построенных как зависимости коэффициента трения f от комплекса $\eta v / p_{\text{пог}}$, для более вязких смазочных жидкостей располагаются ниже аналогичных ветвей, построенных для менее вязких жидкостей. Такое, на первый взгляд, противоречие вызвано тем, что в случае представления кривых Герси – Штрибека в виде зависимостей $f(\eta v / p_{\text{пог}})$ вязкость масла рассматривается как варьируемый параметр. В этой же работе высказано предположение о том, что положение минимума на кривых Герси – Штрибека зависит от того, какой параметр в отдельности варьируется в числе Гумбеля.

Следует отметить, что в научной литературе отсутствует анализ явления изменения относительного положения кривых Герси – Штрибека в зоне жидкостной смазки для масел разной молекулярной массы в случае учёта вязкости как варьируемого параметра, тогда как изучение этого явления представляет не только научный, но и практический интерес.

Цель настоящей работы — уточнить относительное положение кривых Герси – Штрибека на участке гидродинамической смазки, построенных для масел разной вязкости.

Методика эксперимента

Испытания проводили на машине трения МИ-1 с использованием приспособления, позволяющего снижать нагрузку до сравнительно малых значений. Использовалась пара трения: неподвижное кольцо — вращающийся ролик (рис. 1). В большинстве случаев поршни и втулки цилиндров высокооборотных и среднеоборотных дизелей, имеющих основное применение на судах речного флота, изготавливаются, соответственно, из силумина и серого чугуна. Поэтому кольца и ролик были изготовлены из силумина АК12пч и серого перлитного чугуна соответственно.

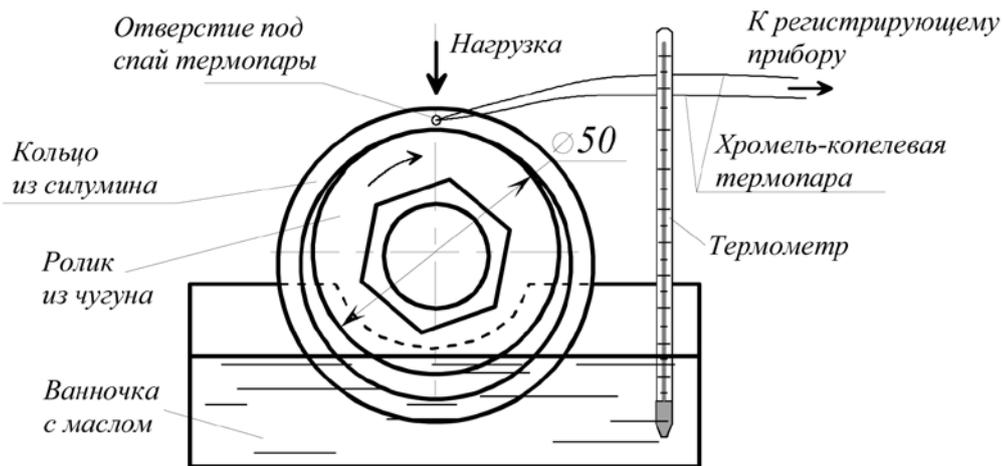


Рис. 1. Схема испытаний

Диаметр и ширина ролика равнялись, соответственно, 50 и 12 мм, а внутренний диаметр и ширина кольца — 52 и 10 мм. Частота вращения ролика составляла 200 об/мин (линейная скорость 0,52 м/с). В качестве смазочного материала применяли масла разной вязкости, не содержащие присадок: И-20А, И-40А и МС-20. Вязкость масел при разных значениях температуры определили на ротационном вискозиметре Брукфильда LVDV-II-Pro. Предварительный контроль масел методом инфракрасной спектроскопии показал схожесть их молекулярной структуры, т. е. различие в вязкости масел объясняется главным образом их молекулярной массой. Указанные виды масла были выбраны также с учётом того, чтобы значения их вязкости в температурных условиях настоящего эксперимента находились в диапазоне значений вязкости моторных масел при рабочих температурах в дизельных двигателях.

Во время испытаний кольцо к ролику (для самоустановки кольца при трении) прижимали через шарик. Для этого на наружной поверхности кольца высверливали шесть лунок, через 60° каждую. Температуру измеряли с помощью хромель-копелевой термопары, спай которой вставляли в отверстие диаметром 0,5 мм в торцевой поверхности кольца на расстоянии 0,5 мм от поверхности трения. Поверхность трения колец была обработана точением. Для испытаний брали три кольца. Для каждой марки масла эксперименты проводили трижды, каждый раз на другом кольце, прижимая при этом кольцо к ролику новым участком поверхности с использованием другой лунки. Ролик перед каждым испытанием перешлифовывали, прижав к его цилиндрической поверхности при вращении шкурку зернистостью 800, до появления равномерного металлического блеска. Таким образом, исходная шероховатость ролика в разных опытах была примерно одинаковой. Контроль шероховатости проводили на профилографе MahrSurf PS1, базовая длина составляла 0,8 мм, длина оценки 4,0 мм (количество базовых длин равно пяти), длина трассирования — 5,6 мм. Дополнительно оценивали износ ролика и кольца взвешиванием их на аналитических весах ВЛР-200 с точностью до 0,10 мг до и после испытаний. Таким образом, испытания включали три серии экспериментов, причем каждая серия проводилась на масле другой марки и состояла из трёх опытов. Каждый опыт проводили на другом кольце и перешлифованном ролике.

Отдельный опыт каждой серии проводили следующим образом. Взвешивали кольцо и после перешлифовки — ролик. Устанавливали пару трения на машину трения. Наливали в ванночку свежее масло. Включали машину трения и плавно доводили нагрузку до 500 Н. Затем давали паре трения поработать в течение 1 мин на нагрузке 500 Н и плавно увеличивали нагрузку до 550 Н, делали паузу в течение 1 мин и опять увеличивали нагрузку на 50 Н (до 600 Н), таким образом, ступенчато доводя нагрузку до 700 Н. При нагрузке 700 Н продолжали испытания до стабилизации температуры и момента трения. Затем начинали ступенчато снижать нагрузку до 10 Н. При этом на каждой ступени трение продолжалось в течение примерно 1 мин до остановки падения момен-

та трения. После чего на этой ступени регистрировали значение момента трения и температуры. Снижение F_N до 10 Н гарантировало получение выраженного режима жидкостной (гидродинамической) смазки.

Следует отметить, что первоначально было запланировано проведение экспериментов в дополнение к трём маслам: И-20А, И-40А и МС-20, а также с приборным маслом МВП. Однако из-за очень низкой вязкости приборного масла качественную приработку образцов на одинаковых режимах с более вязкими типами масла произвести не удалось, так как температура масла и образцов постоянно повышалась. Последующий анализ инфракрасного спектра приборного масла показал его отличие в диапазоне волновых чисел от 600 до 1200 см^{-1} от спектров масел И-20А, И-40А и МС-20. Поэтому результаты экспериментов с использованием приборного масла МВП из анализа исключили.

Результаты экспериментов и их анализ

По результатам экспериментов были построены диаграммы Герси – Штрибека в двух формах: в форме зависимости коэффициента трения f от числа Гумбеля $Z = \eta v / p_{\text{пог}}$ и в форме зависимости коэффициента трения f от величины $1/F_N$, где F_N — сила, прижимающая кольцевой образец к ролику. Погонную нагрузку $p_{\text{пог}}$ вычисляли как отношение силы F_N к ширине кольцевого образца. Значение вязкости принимали в соответствии с температурой масла в ванночке в момент регистрации показаний. Окончательно коэффициенты трения рассчитывали как среднее арифметическое трёх значений, полученных на одинаковых нагрузках F_N в трёх параллельных опытах. Также рассчитывали средние значения вязкости для каждой нагрузки.

На рис. 2 приведены кривые Герси – Штрибека для масел И-20А, И-40А и МС-20, построенные в разных координатах. Как видно, выбранные режимы трения позволили реализовать два режима смазки: *смешанный* и *гидродинамический*. При этом относительное положение кривых на рис. 2, а принципиально отличается от относительного положения кривых на рис. 2, б. Так, если на рис. 2, а кривые Герси – Штрибека располагаются согласно значениям вязкости масла не пересекаясь, что находится в полном соответствии с теорией гидродинамической смазки, то на рис. 2, б обнаруживается следующий интересный факт: при переходе из смешанной в гидродинамическую область происходит инверсия, при этом при работе на масле с более высокой молекулярной массой, а, значит, исходно более вязком, реализуется более низкое трение, чем при работе на масле с меньшей молекулярной массой.

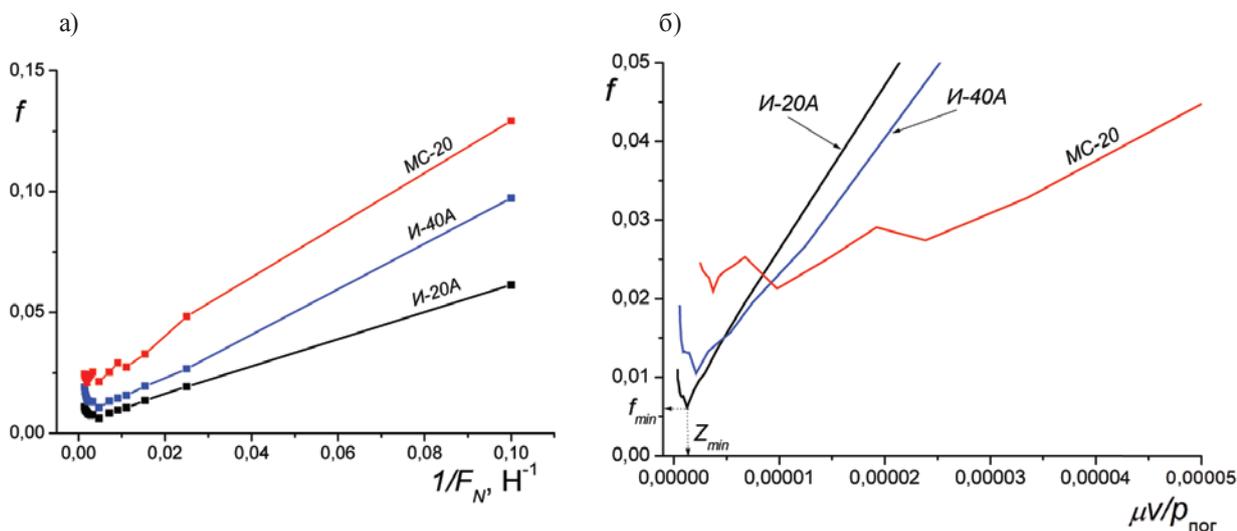


Рис. 2. Кривые Герси – Штрибека:
 а — зависимости, построенные как функции $f(F_N^{-1})$;
 б — зависимости $f(\eta v / p_{\text{пог}})$ для трёх масел разной вязкости

Анализ координат точек минимума (см. рис. 2, б) на кривых показал, что как для зависимостей $f(\eta\nu/p_{\text{пор}})$, справедливо неравенство

$$(f_{\min})_{\text{МС-20}} > (f_{\min})_{\text{И-40А}} > (f_{\min})_{\text{И-20А}},$$

где МС–20, И–40А, И–20А — марки масла.

Однако, если в зависимостях $f(F_N^{-1})$ значения f_{\min} для масел разной вязкости соответствуют одинаковой абсциссе, т. е. одинаковой нагрузке, то для зависимостей $f(\eta\nu/p_{\text{пор}})$ получается следующее:

$$(Z_{\min})_{\text{МС-20}} > (Z_{\min})_{\text{И-40А}} > (Z_{\min})_{\text{И-20А}}.$$

Точки минимума на кривых для разных масел на рис. 2, а соответствуют одинаковой нагрузке, что согласуется с результатами исследований, проведенных с другими типами масел, приведенными в работе [13], однако чем это вызвано, неясно и поэтому требует дальнейших исследований. Смещение точки минимума на кривых Герси – Штрибека (см. рис. 2, б) с увеличением вязкости масла в сторону больших значений числа Гумбеля означает, что для масла с большей молекулярной массой при одинаковых значениях нагрузки и вязкости (равенство вязкости масел с разной молекулярной массой достигается созданием для них различных температурных условий) для преодоления рубежного режима смазки и перехода из смешанного в гидродинамический режим требуется более высокая скорость скольжения. Увеличение значения f_{\min} с увеличением вязкости масла можно объяснить при помощи графика на рис. 3. Как видно, шероховатость поверхности трения ролика осталась после трения практически неизменной, тогда как шероховатость кольца уменьшилась, и это уменьшение оказалось тем больше, чем меньше была вязкость масла. Если поверхность очага износа на кольце после работы на масле И-20А имела равномерный металлический блеск полированной поверхности, то после работы на масле МС-20 заполированные («вытертые») участки в очаге износа чередовались с микрочастками исходной поверхности, на которых были видны бороздки от механической обработки точением. При этом с увеличением вязкости масла также снижается площадь пятна износа.

В области смешанной смазки потери на трение определяются главным образом трением на участках граничной смазки. Известно, что насыщенные углеводороды, не имеющие полярных многофункциональных групп (гексан, циклогексан, декан и др.) не обладают способностью адсорбироваться на металлической поверхности [11], [12], вместе с тем сравнительно высоковязкие углеводороды, к которым относятся и типы масел И-20А, И-40А и МС-20, образуют остаточные слои и из зазоров полностью не выжимаются [12]. Для сравнительной оценки толщины граничных слоёв, образуемых исследуемыми маслами, воспользуемся уравнением Стефана – Рейнольдса, описывающего кинетику утончения слоя вязкой жидкости между двумя дисками [13]:

$$t = \frac{3\pi\eta r^4}{4F_N} \left(\frac{1}{h_{\text{ост}}^2} - \frac{1}{h_{\text{н}}^2} \right), \quad (1)$$

где t — время изменения расстояния между дисками от начального значения $h_{\text{н}}$ до расстояния $h_{\text{ост}}$, равного остаточной толщине слоя смазочной жидкости; η — вязкость выжимаемой жидкости; r — радиус дисков; F_N — сила, сжимающая диски.

Так как $h_{\text{н}} > h_{\text{ост}}$, $\frac{1}{h_{\text{н}}^2} \ll \frac{1}{h_{\text{ост}}^2}$, формулу (1) можно переписать в следующем виде:

$$4tF_N h_{\text{ост}}^2 = 3\pi\eta r^4. \quad (2)$$

Как известно, фактическая площадь контакта представляет собой совокупность отдельных пятен фактического контакта. Заменим фактическую площадь контакта неровностей поверхностей кругом равной площади диаметром r . Тогда для случаев сближения двух поверхностей под действием одинаковой силы F_N в течение одинакового отрезка времени t — в первом случае в масле 1, а во втором в масле 2 — можно записать следующее соотношение:

$$\frac{h_{\text{ост1}}}{h_{\text{ост2}}} = \frac{r_1^2}{r_2^2} \sqrt{\frac{\eta_1}{\eta_2}} = \frac{\pi r_1^2}{\pi r_2^2} \sqrt{\frac{\eta_1}{\eta_2}} = \frac{A_{r1}}{A_{r2}} \sqrt{\frac{\eta_1}{\eta_2}}. \quad (3)$$

Здесь A_{r1} и A_{r2} представляют собой фактические площади контакта поверхностей в масле 1 и в масле 2 соответственно.

Пусть масло 1 в выражении (3) соответствует маслу И-20А, а масло 2 — маслу МС-20. После приработки образцов перед регистрацией диаграмм Герси – Штрибека температура масел И-20А и МС-20 равнялась 27,5 и 34,5 °С соответственно, для этих температур $\eta_1 = 53$ мПа·с, $\eta_2 = 418$ мПа·с. Если принять допущение о треугольной форме неровностей, т. е. о линейном характере опорной кривой профиля, то отношение $A_{r1}/A_{r2} = S_{\text{И-20А}}/S_{\text{МС-20}}$, где $S_{\text{И-20А}}$ — площадь очага износа после приработки в масле И-20А, равна 36 мм² (рис. 3), а $S_{\text{МС-20}}$ — площадь очага износа после приработки в масле МС-20, равна 6,3 мм². Тогда $A_{r1}/A_{r2} = 36/6,3$.

Подставив полученные значения в выражение (3), получим

$$\frac{h_{\text{ост1}}}{h_{\text{ост2}}} = \frac{A_{r1}}{A_{r2}} \sqrt{\frac{\eta_1}{\eta_2}} = \frac{36}{6,3} \sqrt{\frac{53}{418}} = 2,0. \quad (4)$$

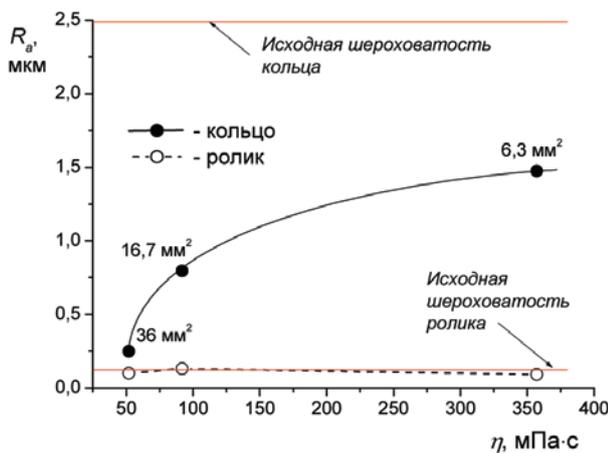


Рис. 3. Влияние вязкости на шероховатость поверхности трения кольца и ролика (цифры у экспериментальных точек показывают площадь очага износа на кольце)

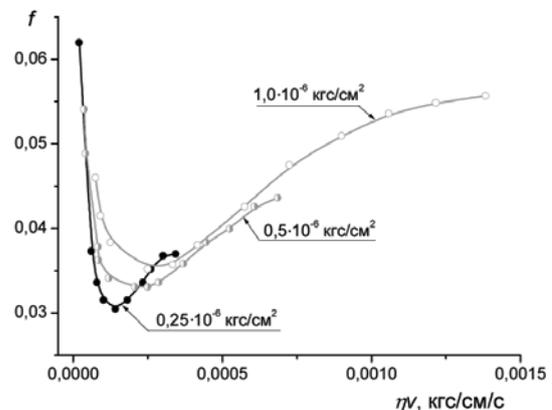


Рис. 4. Кривые Герси – Штрибека, построенные для случаев смазывания маслом одной марки, но при разных значениях температуры по результатам обработки данных [9] (сохранены авторские единицы измерения)

Таким образом, несмотря на существенную большую вязкость масла МС-20, его остаточные слои на фактических пятнах контакта получаются после приработки значительно тоньше слоёв, получаемых после приработки на масле И-20А. В проведённом анализе не принималось во внимание относительное скольжение поверхностей, но порядок полученного соотношения представляется верным. Металлические поверхности с более толстыми граничными слоями разнесены на большее расстояние, при этом силы Ван-дер-Ваальса F_a между ними зависят от расстояния H между поверхностями согласно следующему выражению [14]:

$$F_a = -\frac{\text{const}}{H^4}, \quad (5)$$

где const — опытная постоянная.

Следовательно, если в соответствии с соотношением (4) толщина остаточного слоя на поверхностях после приработки в масле МС-20 будет в 2 раза меньше толщины слоя, полученного после приработки на масле И-20А, то силы адгезии в первом случае будут в 16 раз больше. Таким образом, более гладкая поверхность очага приработки и большая его площадь после приработ-

ки на масле И-20А ведёт к существенному снижению давления на фактических пятнах контакта и, как следствие, к созданию условий для полимолекулярной граничной смазки [12]. Тот факт, что число таких пятен после приработки на масле МС-20 получается значительно меньше, не имеет решающего значения, так как всё определяется давлением на этих пятнах и соответственно возможностью существования полимолекулярной граничной смазки, при этом $\tau_{\text{мон}} \gg \tau_{\text{пол}}$, где $\tau_{\text{мон}}$ и $\tau_{\text{пол}}$ — сопротивление сдвигу в полимолекулярном и мономолекулярном граничном слое соответственно.

Обнаружено интересное явление, когда в области гидродинамической смазки работа на масле исходно более вязком, т. е. при сравнении в одинаковых температурных условиях, сопровождается меньшими потерями на трение, чем при работе на масле с исходно меньшей вязкостью. На наш взгляд, это объясняется, прежде всего, разницей молекулярных масс масел, а значит, для рассматриваемых масел — длиной молекулярной цепи, а также подтверждается обработкой данных, представленных в работе [9], где приведены зависимости коэффициента трения f от скорости относительного скольжения v , построенные для одного масла, но при разных значениях температуры. Таким образом, изменения вязкости в опытах добивались не применением масла с другой длиной молекулярной цепи, а изменением температуры. Кривые $f(v)$, приведённые в [9], были перестроены в зависимости $f(\eta v)$. В данном случае нагрузку в аргументе не учитывали, так как она поддерживалась постоянной при различных значениях температуры (рис. 4). К сожалению, диапазон изменения произведения ηv для масла при максимальной температуре (вязкость $0,25 \cdot 10^{-6}$ кгс/см²) оказался недостаточным, тем не менее, как видно из рисунка, гидродинамические ветви кривых для этого масла при двух других значениях температуры (вязкость $0,5 \cdot 10^{-6}$ и $1,0 \cdot 10^{-6}$ кгс/см²) практически совпадают, т. е. в рассматриваемом случае из-за того, что использовалось одинаковое масло, влияния молекулярной массы масла на трение обнаружено не было.

Возникает вопрос: почему при трении в маслах разной молекулярной массы, но при температуре для каждого масла такой, что вязкость масел становится одинаковой, масло с более высокой молекулярной массой обеспечивает меньшее трение в условиях гидродинамической смазки, чем масло с меньшей молекулярной массой? Для выяснения ответа на него были проведены эксперименты по регистрации кривых Герси – Штрибека при работе на шлифованном ролике и кольце, предварительно отработавшем в масле МВП. После трения кольца по чугунному ролику в масле МВП на кольце сформировался очаг износа площадью 270 мм² и шероховатостью, соответствующей параметру $R_a = 0,594$ мкм. Кольцо промыли в растворителе и установили в пару к перешлифованному чугунному ролику так, чтобы контакт осуществлялся по очагу износа, сформированному при трении в масле МВП. В ванночку налили сначала масло МС-20, провели регистрацию кривой Герси – Штрибека дважды (при повышении и снижении нагрузки на пару трения) и построили осреднённую кривую Герси – Штрибека. Затем масло МС-20 из ванночки слили, ванночку промыли, пару трения при этом не размыкали, налили в ванночку масло И-40А, дали поработать паре трения в масле И-40А в течение минуты, чтобы вымыть оставшееся масло МС-20 из зазора и опять провели регистрацию кривой Герси – Штрибека дважды. То же самое проделали с маслом И-20А. На рис. 5 представлены полученные таким образом зависимости $f(\eta v/p_{\text{пор}})$. Как видно на рис. 5, в отличие от рис. 2,б, область смешанной смазки отсутствует, т. е. область гидродинамической смазки существенно расширилась, и жидкостный режим наступает при более высоких нагрузках на пару трения. Вместе с тем, предварительная приработка кольца на масле (в данном случае на масле МВП), отличном от того, на котором проводилась регистрация кривых Герси – Штрибека, неоднозначно сказалась на изменении коэффициента трения.

На рис. 6 приведена зависимость изменения коэффициента трения Δf от изменения шероховатости ΔR_a кольца, причем $\Delta f = f - f_{\text{МВП}}$, где f — коэффициент трения, полученный при работе на одном из исследованных масел И-20А, И-40А или МС-20, когда приработка осуществлялась на этом же масле; $f_{\text{МВП}}$ — коэффициент трения, полученный на одном из исследованных типов масел (И-20А, И-40А или МС-20), когда использовалось кольцо, предварительно приработанное на масле МВП (значения коэффициентов трения определяли при $\eta v/p_{\text{пор}} = 0,0005$):

$$\Delta R_a = R_a - \Delta R_{a\text{МВП}}$$

Здесь R_a — параметр шероховатости кольца, полученный при работе на одном из исследованных масел (И-20А, И-40А или МС-20), когда приработка осуществлялась на этом же масле; $R_{a\text{МВП}}$ — параметр шероховатости кольца, полученный после предварительной приработки кольца на масле МВП.

Как видно, изменение коэффициента трения Δf зависит от того, как соотносится параметр шероховатости $R_{a\text{МВП}}$, полученный после приработки на масле МВП, с параметром R_a , полученным после приработки на масле, на котором проводились дальнейшие испытания. Приработка на масле МС-20 даёт более высокую шероховатость по сравнению с маслом МВП, поэтому предварительная приработка на масле МВП привела к снижению коэффициента трения при последующей работе на масле МС-20. В случае с маслом И-20А коэффициент трения после предварительной приработки на масле МВП повысился, так как шероховатость, получаемая после приработки на масле И-20А, оказалась больше. С маслом И-40А эта закономерность несколько нарушается. Несмотря на то, что все точки лежат на одной кривой (рис. 6, где выполнено сравнение двух случаев: приработки кольца на испытываемом масле и предварительной приработки в масле МВП), сама кривая Δf (ΔR_a), вопреки ожиданиям, не проходит через точку с нулевыми координатами (точку пересечения пунктирных линий).

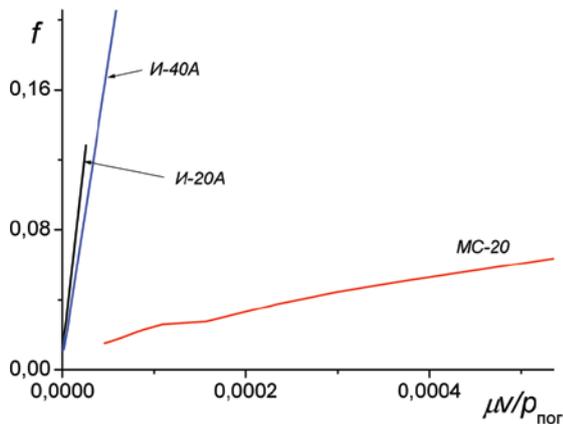


Рис. 5. Кривые Герси-Штрибека после испытаний с кольцевым образцом, предварительно приработанным в масле МВП

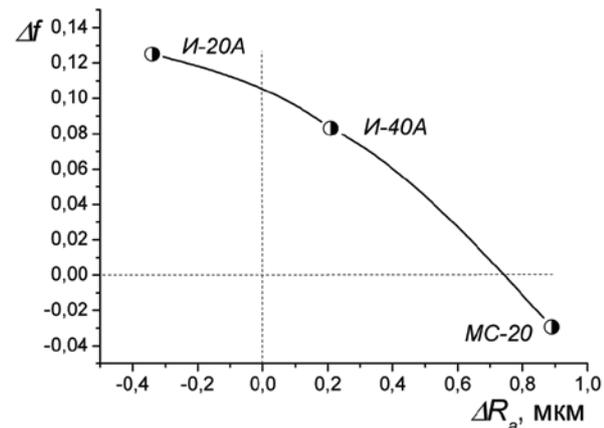


Рис. 6. Изменение коэффициента трения в зависимости от разницы в шероховатости

Использование кольца, предварительно приработанного в низковязком масле МВП, в экспериментах с разными маслами обеспечило постоянство значений площади и шероховатости поверхности трения. При этом площадь трения была значительно больше, чем получилась бы после приработки на этих маслах (270 мм² по сравнению с 6,3; 16,7 и 36 мм², получаемых, соответственно, с использованием масел МС-20, И-40А и И-20А). Увеличение площади трения привело к однозначному расширению области гидродинамической смазки на всех маслах. Однако трение оказалось зависящим от шероховатости предварительно приработанной поверхности. Это означает, что даже в области гидродинамической смазки за величину подъёмной силы и величину силы трения ответственны разные участки поверхности трения. Основной вклад в трение дают участки, где поверхности сближаются на наименьшее расстояние, т. е. участки, на которых существовал бы фактический контакт, если бы трение осуществлялось в режиме граничной смазки или без смазочного материала. При зазорах, меньших радиуса действия сил Ван-дер-Ваальса, электромагнитные поля трущихся металлических поверхностей проходят через слой масла в зазоре, воздействуя друг на друга и увеличивая сопротивление сдвигу, который происходит в жидкой прослойке между граничными слоями. Т. е. даже в области гидродинамической смазки молекулярные силы притяжения металлических поверхностей, похоже, оказывает влияние на сопротивление сдвигу на тех участках, где зазоры, хоть

и позволяют существовать жидкому слою для реализации жидкостного режима, но оказываются меньше радиуса действия молекулярных сил притяжения металлических поверхностей.

Таким образом, с точки зрения потерь на трение есть разница в том, по какому показателю условий работы сопряжения подбирать масло для режима гидродинамической смазки: по нагрузке или по комплексному показателю (числу Гумбеля $\eta/p_{\text{пор}}$). При оценке условий смазки по величине $\eta/p_{\text{пор}}$ масло одного гомологического ряда, но с меньшей молекулярной массой может показать в области жидкостной смазки более высокий коэффициент трения.

Выводы

1. При оценке потерь на трение в области гидродинамической смазки очень важно знать, на масле какой молекулярной массы обеспечивается заданная вязкость: на масле с более высокой молекулярной массой, но при работе в условиях более высокой температуры или на масле с меньшей молекулярной массой, но при работе в условиях более низкой температуры.

2. Необходимо провести исследования для проверки целесообразности использования в некоторых узлах трения, работающих при гидродинамическом режиме смазки, масел более вязких по сравнению со штатным, одного гомологического ряда с ним, но с применением дополнительно подогрева для приведения вязкости к нужному значению.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Луканин В. Н. Двигатели внутреннего сгорания: в 3 кн. — Кн. 1. Теория рабочих процессов / В. Н. Луканин, К. А. Морозов, А. С. Хачиян [и др.]. — М.: Высш. шк., 2007. — 479 с.
2. Цветков Ю. Н. Соотношение потерь на трение, приходящихся на граничный и гидродинамический режимы смазки в двигателях внутреннего сгорания / Ю. Н. Цветков, Д. А. Крылов, А. А. Татулян // Двигателестроение. — 2010. — № 1. — С. 13–19.
3. Эглиш К. Поршневые кольца: в 2 т. / К. Эглиш. — М.: Машгиз, 1962. — Т.1. — 583 с.
4. Тинг Л. Л. Анализ условий смазки поршневых колец и износа стенки цилиндра: в 2 ч. — Ч. 1. Теория / Л. Л. Тинг, Дж. Е. Майер мл. // Труды американского общества инженеров-механиков. — Серия F «Проблемы трения и смазки». — 1974. — № 3. — С. 1–12.
5. Захаров С. М. Подшипники коленчатых валов тепловозных дизелей / С. М. Захаров, А. П. Никитин, Ю. А. Загорянский. — М.: Транспорт, 1981. — 181 с.
6. Дорохов А. Ф. Уменьшение потерь мощности на преодоление сил трения в цилиндро-поршневой группе ДВС / А. Ф. Дорохов // Двигателестроение. — 1999. — № 3. — С. 18–21.
7. Суркин В. И. Смазка пар трения дизелей / В. И. Суркин, Б. В. Курчатов. — Челябинск: Изд-во Челябинского государственного агроинженерного ун-та, 1999. — 224 с.
8. Мышкин Н. К. Трибология. Принципы и приложения / Н. К. Мышкин, М. И. Петроковец. — Гомель: ИММС НАНБ, 2002. — 310 с.
9. Niemann G. Der Reibwert bei geschmierten Gleitflächen / G. Niemann, K. Banaschek // Zeitschrift des Vereines Deutscher Ingenieure. — 1953. — Bd. 95. — Nr. 6. — S. 167–173.
10. Рамайя К. С. Трение в области тонкой плёнки и маслянистость / К. С. Рамайя, А. А. Ильюшина // Всесоюзная конференция по трению и износу в машинах: II. Доклады, выступления и резолюция. — М.–Л.: Изд-во Академии наук СССР, 1940. — С. 303–312.
11. Mori S. Boundary lubrication from the Viewpoint of Surface Chemistry – Role of nasent surface on tribochemical reaction of lubricant additives / S. Mori // JTEKT Engineering Journal. English Edition. — 2011. — No. 1008E. — P. 2–12.
12. Фукс Г. И. Полимолекулярная составляющая граничного смазочного слоя / Г. И. Фукс // Исследования в области поверхностных сил: сб. докл. на второй конф. по поверхностным силам (апрель 1960 г.). — М.: Наука, 1964. — С. 176–187.
13. Мархасин И. Л. Физико-химическая механика нефтяного пласта / И. Л. Мархасин. — М.: Недра, 1977. — 214 с.
14. Ахматов А. С. Молекулярная физика граничного трения / А. С. Ахматов. — М.: Физматгиз, 1963. — 472 с.

PECULIARITIES OF THE RELATIVE POSITION OF THE HERSEY-STRIEBECK CURVES FOR OILS OF DIFFERENT VISCOSITY IN HYDRODYNAMIC AREA

The results of the experiments in friction of Al-Si alloy against gray cast iron lubricated with oils of different viscosity were presented. The oils employed in the experiments were the following: I-20A, I-40A, MS-20. It was shown that the relative position of the Hersey-Stribeck curves for different oils in the hydrodynamic area depends on the form of this curve presentation. The dependences of the friction coefficient on the reciprocal of load are situated relative to each other according to the hydrodynamic lubrication theory, whereas there inversion occurs in the relative position of the curves if friction coefficient is plotted as a function of the dimensionless complex $\eta v/p$, here η – dynamic viscosity, v – sliding velocity, p – linear load, and the friction coefficient in lubricating with the oil of originally higher viscosity becomes lower than that obtained with the oil of originally lower viscosity. It was hypothesized that at clearances comparative with the surface asperities height the mutual influence of the Van der Waals forces of metallic surface still takes place, though the surfaces are separated by not only boundary layers but also liquid one. The more oil molecular weight the thicker boundary layers and the more distance between the metallic surfaces and, as a result, the influence of the Van der Waals forces of metallic surfaces diminishes.

Keywords: friction machine, hydrodynamic lubrication, coefficient of sliding friction, Hersey-Stribeck curve, molecular weight of oil, oil viscosity.

REFERENCES

1. Lukanin, Valentin Nikolayevich, K. A. Morozov, A. S. Hachijan, et. al. *Dvigateli vnutrennego sgoraniya*. Vol.1. *Teoriya rabochih protsessov*. 3rd ed. Moscow: Visshaya Shkola, 2007. Print. 3 vols.
2. Tsvetkov, Yuriy Nikolayevich, Dmitriy Andreyevich Krylov, and Arshak Arakelovich Tatulyan. "Sootnosheniye poter na treniye, prikhodyashchikhsya na granichnyy i gidrodinamicheskiy rezhimy smazki, v dvigateleyakh vnutrennego sgoraniya." *Dvigatolestroyeniye* 1 (2010): 13-19. Print.
3. English, Carl. *Kolbenringe*. Vol. 1. *Theorie, Herstellung und Bemessung*. Wien: Springer-Verlag, 1958. Print. 2 vols.
4. Ting, L. L., and J. E. Mayer, Jr. "Piston Ring Lubrication and Cylinder Bore Wear Analysis, Part I. Theory." *Journal of Lubrication Technology. Series F* 96.3 (1974): 1-12. Print.
5. Zaharov, Sergey Mihailovich, A. P. Nikitin, Ju. A. Zagorjanskij, et al. *Podshipniki kolenchatyh valov teplovoznyh dizeley*. Moscow: Transport, 1981. Print.
6. Dorohov, Aleksandr Fedorovich. "Umenshenie poter moshnosti na preodolenie sil treniya v tsilindroporshnevoi gruppe DVS." *Dvigatolestroenie* 3 (1999): 18-21. Print.
7. Surkin, V. I., and B. V. Kurchatov. *Smazka par treniya dizeley*. Tchelyabinsk: Izd-vo Tchelyabinskogo gosudarstvennogo agroinzhenerenogo universiteta, 1999. Print.
8. Myshkin, Nikolay Konstantinovich, and Mark Iosifovich Petrokovets. *Tribologiya. Printsipi i prilozheniya*. Gomel: IMMS NANB, 2002. Print.
9. Niemann, G., and K. Banaschek. "Der Reibwert bei geschmierten Gleitflächen." *Zeitschrift des Vereines Deutscher Ingenieure* 95.6. (1953): 167-73. Print.
10. Ramaya, K. S., and A. A. Iliushina. "Trenie v oblasti tonkoy plenki i maslianistost." *Vsesoyuznaya konferentsia po treniyu i iznosu v mashinah. II. Doklady, vystupleniya i rezolutsiya*. Moscow–Leningrad: Izd. Akademii Nauk SSSR, 1940: 303-12. Print.
11. Mori, Shigeyuki. "Boundary lubrication from the Viewpoint of Surface Chemistry – Role of nasent surface on tribochemical reaction of lubricant additives." *JTEKT Engineering Journal*. 1008E (2011): 2-12. Print.
12. Fuks, Grigoriy Isaakovich. "Polimolekuliarnaya sostavlyayushaya granichnogo smazochnogo sloya." *Sbornik dokladov na vtoroy konferentsii po poverhnostnym silam, 1960: Issledovaniya v oblasri poverhnostnyh sil*. Moscow: Nauka, 1964: 176–87. Print.
13. Marhasin, Iliya Lvovich. *Phiziko-himicheskaya mehanika neftiannogo plasta*. Moscow: Nedra, 1977. Print.
14. Ahmatov, Aleksandr Sergeevich. *Molekuliarnaya fizika granichnogo treniya*. Moscow: Fizmatgiz, 1963. Print.

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ

Цветков Юрий Николаевич —
доктор технических наук, профессор.
ФГБОУ ВО «Государственный университет
морского и речного флота имени адмирала
С. О. Макарова»
yuritsvet@mail.ru
Волков Александр Сергеевич —
инженер-конструктор.
ОАО «Инженерный центр судостроения»,
г. Санкт-Петербург
sanrock@mail.ru

INFORMATION ABOUT THE AUTHORS

Tsvetkov Yuriy Nikolayevich —
Doctor of Engineering Science, professor.
Admiral Makarov State University
of Maritime and Inland Shipping
yuritsvet@mail.ru
Volkov Aleksandr Sergeevich —
design engineer.
ОАО «Inzhenernyj centr sudostroenija»,
St. Petersburg
sanrock@mail.ru

УДК 623.827

**Е. А. Чернышов,
Е. А. Романова,
А. Д. Романов**

РАЗВИТИЕ ВОЗДУХОНЕЗАВИСИМЫХ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ УСТАНОВОК ПОДВОДНЫХ ЛОДОК

При всех неоспоримых плюсах атомных подводных лодок, таких как автономность, ограниченная только человеческим фактором, и превосходные боевые характеристики, атомные подводные лодки обходятся дорого не только в плане строительства, эксплуатации и утилизации, но и в плане создания инфраструктуры для обслуживания и утилизации атомных силовых установок. Не все страны могли позволить себе такие расходы, что обусловило необходимость активного развития рынка недорогих, быстро строящихся и экономически выгодных в эксплуатации неатомных подводных лодок, которые даже малому военно-морскому флоту дали бы возможность эффективно оборонять национальные воды. При этом эффективность применения неатомных подводных лодок в прибрежной и ближней морской зоне зачастую превосходит эффективность атомных подводных лодок. Одним из ключевых факторов успеха стала разработка и внедрение воздухонезависимых энергетических установок (ВНЭУ), которые позволяют значительно увеличить дальность подводного хода.

В статье показана история развития воздухонезависимых энергетических установок для подводных лодок. Приведены примеры реализации различных технологий в подводном кораблестроении и компании, проводящие научно-исследовательские работы по созданию данных технологий.

Ключевые слова: подводная лодка, воздухонезависимая энергетическая установка.

ПЕРВОЙ системой для вентиляции воздуха внутри подводной лодки (ПЛ) стал шнорхель (*snorkel*), который впервые был предложен английским ученым William Bourne в 1578 г. Одной из первых ПЛ, оснащенных шнорхелем, стала построенная в 1897 г. лодка «Argonaut». В 1927 г. голландец Wichers получил патент на «воздушную мачту» (*air mast*), предназначенную для вентиляции воздуха внутри ПЛ при нахождении на перископной глубине. Данной конструкцией были оснащены голландские ПЛ О19-О27. В немецком флоте первые ПЛ собственной разработки, оснащенные шнорхелем, появились в 1943 г. При этом шнорхель обеспечивал обновление воздуха только на перископной глубине, поэтому с момента первого появления ПЛ для увеличения дальности подводного хода предлагались различные типы «единых двигателей» [1].

С развитием двигателей внутреннего сгорания были разработаны проекты их использования в подводном положении. Так в 1901 — 1905 гг. француз Georg F. Jaubert запатентовал несколь-