



## ИССЛЕДОВАНИЕ ОСОБЕННОСТЕЙ ИЗНАШИВАНИЯ КОНИЧЕСКИХ УПЛОТНЕНИЙ РАСПЫЛИТЕЛЕЙ

А.В. Реут, студент,  
В.Г. Кузькин, канд. техн. наук, профессор  
ФГБОУ ВО «Калининградский государственный  
технический университет»

Исследование особенностей изнашивания конических уплотнений распылителей, расчет уплотняющих усилий и утечек в прецизионных соединениях топливной аппаратуры дизелей.

*дизель, топливная аппаратура, распылитель форсунки, коническое уплотнение, износ, утечка топлива, топливный насос высокого давления*

Статистические данные ряда исследователей, научных коллективов и эксплуатирующих организаций позволяют утверждать, что наиболее уязвимым звеном топливной аппаратуры и двигателя в целом является распылитель форсунки [1, 2]. При этом его основной узел – коническое уплотнение – выходит из строя более чем в 30 % всех случаев. Среднее время наработки на отказ для различных распылителей колеблется от 500 до 4000 ч. Это связано с конструктивными особенностями, с технологией изготовления, особенностями монтажа и эксплуатации распылителей.

Износ конических уплотнений распылителей исследователи [1, 2] относят за счет двух причин: износ абразивными частицами и износ вследствие ударных нагрузок при посадке иглы. В зависимости от качества топлива и его очистки (фильтрации) доминирует то одна, то другая причина. Однако если износ абразивными частицами может быть существенно замедлен, то ударные нагрузки на коническое уплотнение распылителя являются проявлением естественного функционирования и поэтому неизбежны.

Основными способами повышения работоспособности считается повышение качества сталей и термического упрочнения поверхности. Однако механизм ударного износа конических уплотнений изучен недостаточно, вследствие этого нет и конкретных целенаправленных эффективных конструктивных и технологических решений, обеспечивающих существенное повышение ресурса.

Узловым вопросом в данной работе является расчет уплотняющих усилий и утечек в прецизионных соединениях топливной аппаратуры дизелей. При сборке топливной аппаратуры очень важно, прецизионное уплотнение, а точнее, надо знать силу, при которой это прецизионное уплотнение может обеспечивать плотность. Для того чтобы знать силы и удельные давления в этом контакте (прецизионном уплотнение), нужно знать, какие силы необходимо прикладывать для обеспечения гидравлической плотности. Вот этому исследованию и посвящается нахождение минимальных относительных удельных давлений в прецизионном уплотнении. Чтобы их потом реализовать каким-либо способом, например, если это закручивание гаек, необходимо знать, насколько требуется закрутить гайку.

Важно иметь в виду, что прецизионные уплотнения по своей сути не могут обеспечить абсолютной непроницаемости. Дело в том, что шероховатость сопрягающихся поверхностей (нулевая шероховатость практически недостижима) обуславливает наличие микроканалов. При реальных уплотняющих усилиях эти микроканалы не исчезают и являются причиной утечки топлива.

Беспрокладочное прецизионное уплотнение, по нашему мнению, может быть представлено в виде расположенных вдоль питающей кромки эквивалентных по утечке капилляров (рис. 1).

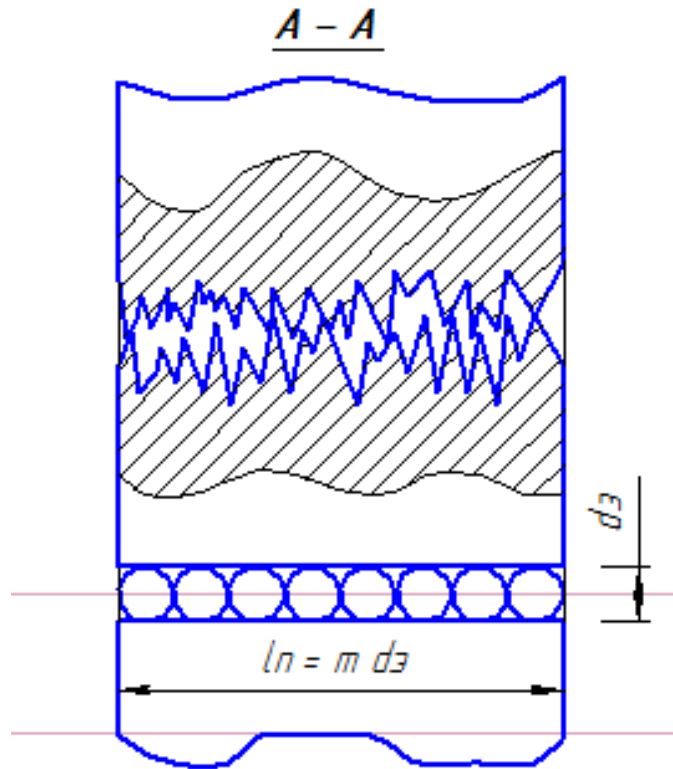


Рисунок 1 – Прецизионное уплотнение, представленное в виде расположенных вдоль питающей кромки эквивалентных по утечке капилляров

При этом утечка в реальном уплотнении и через эквивалентные капилляры должна быть одинаковой. Утечка топлива по одному эквивалентному капилляру за время  $\tau$  может быть подсчитана по известному уравнению Пуазейля:

$$\Delta V_{Ti} = \frac{\pi dэ^4 p_T \tau}{128 \mu_T lэ} . \quad (1)$$

Суммарная утечка через прецизионное уплотнение, соответствующее  $m$  эквивалентным капиллярам, составит:

$$\Delta V_T = m \Delta V_{Ti} = \frac{\pi}{180} \frac{lэ dэ p_T \tau}{\mu_T lэ} , \quad (2)$$

где  $lэ$  – длина эквивалентного по утечке капилляра,  
 $\mu_T$  и  $p_T$  – динамическая вязкость и давление топлива,  
 $l_n$  – длина питающей кромки уплотнения.

Из уравнения (2) следует следующая зависимость:

$$\frac{\Delta V_T \mu_T}{l_n p_T \tau} = C_1 \frac{dэ^3}{lэ} . \quad (3)$$

На основании уравнения (3) получим общее выражение, связывающее утечку с основными параметрами прецизионного уплотнения:

$$\frac{\Delta V_T \mu_T}{l_n p_T \tau} = \frac{\Sigma Ra^{n1}}{bn^{n2}} C . \quad (4)$$

Из последнего выражения следует, что оно будет разным для того или иного прецизионного уплотнения, характеризующегося определенными значениями величин  $l_n$ ,  $\Sigma Ra$ ,  $bn$ .

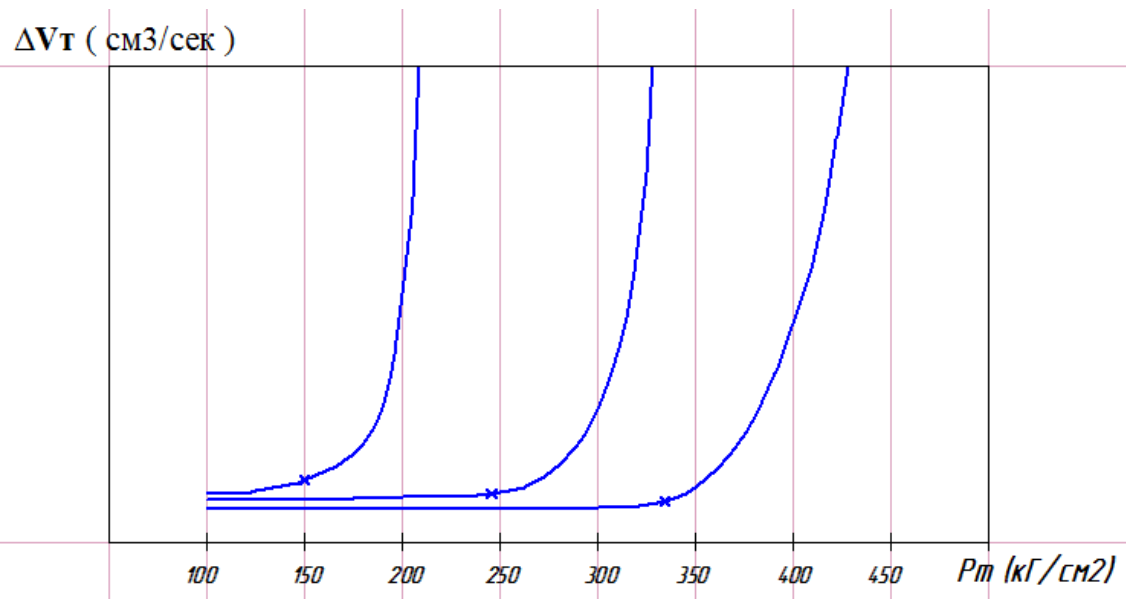


Рисунок 2 – Зависимость величины утечки от давления топлива при постоянных значениях силы прижатия

На рис. 2 для примера приведены зависимости  $\Delta V_t = f(p_t)$ , полученные при испытаниях прецизионных уплотнений на моделях. Конструкция моделей изображена на рис. 3, а размеры и параметры шероховатости представлены в таблице. В процессе испытаний уплотняющие усилия создавались гидравлическим прессом, а рабочее давление топлива обеспечивалось ручным топливным насосом высокого давления (ТНВД).

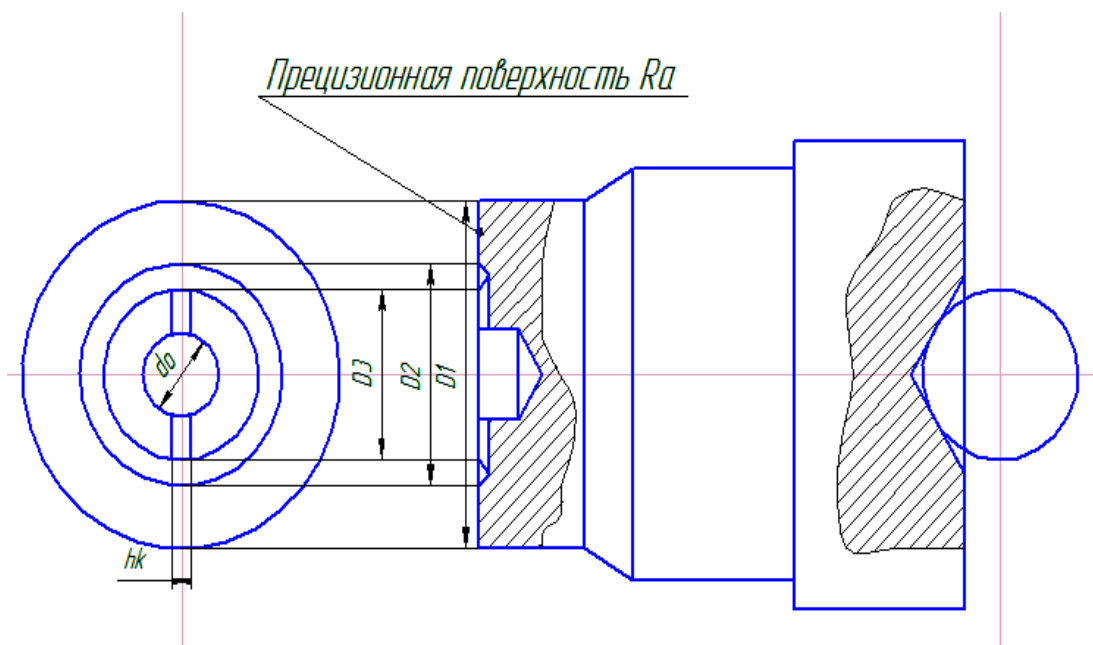


Рисунок 3 – Эскиз модели прецизионного уплотнения

Сила прижатия модели плунжером  $P_{пл}$  варьировалась в широких пределах, а рабочее давление топлива изменялось в опытах от 50 до 500 кг/см<sup>2</sup>. Утечка топлива измерялась объемным способом по схеме, изображенной на рис. 4. Как видно из кривых на рис. 2, величина  $\Delta V_t$  при всех значениях усилий, прикладываемых к модели, остается практически постоянной лишь до определенного значения  $p_t$ .

Таблица – Основные размеры исследуемых моделей

Номер модели	Показатели					
	$D_1$	$D_2$	$D_3$	$bn$	$d_0$	$hk$
1	23.16	13.145	10.245	5.006	4.26	1.088
2	21.1	13.06	10.33	4.02	4.28	1.082
3	21.03	13.23	10/22	3.9	4.32	1.21
4	21.04	13.02	10.16	4.01	4.25	1.142
5	18.99	12/9	10.13	3.04	4.24	1.255
6	17.06	13.04	10.05	2.01	4.21	0.942
7	15.84	12.91	10.02	1.46	4.3	1.063
8	14.85	12.8	9.95	1.02	4.32	1.025
9	14.6	12.49	9.64	1.057	4.27	1.03
10	14.21	13.17	10.33	0.525	4.17	1.035
11	13.58	12.45	10.77	0.567	4.28	1.04
12	20.94	12.94	10.14	4.011	4.28	1.142

Дальнейшее увеличение давления топлива (на рис. 2 отмечено крестиками) приводит к резкому возрастанию утечки. Это явление связано с «раскрытием» уплотнения и свидетельствует о нарушении его плотности. Важно отметить, что с ростом  $p_m$  при  $P_{пл} = const$  происходит естественное снижение удельных уплотняющих усилий.

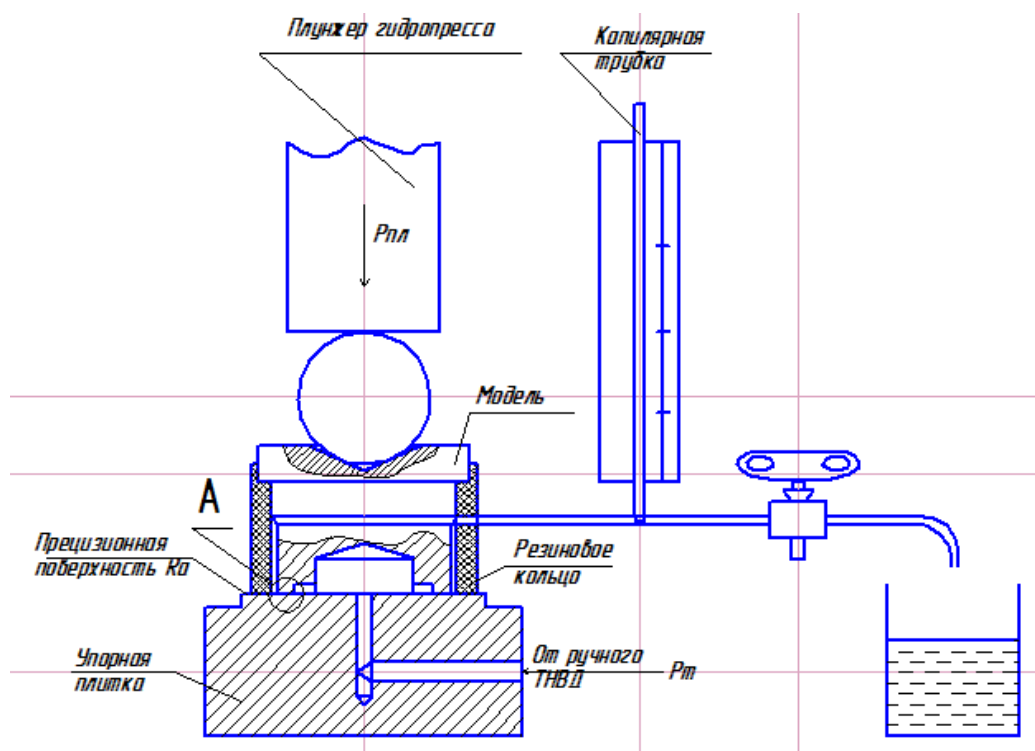


Рисунок 4 – Схема испытательного стенда

При отмеченных выше давлениях топлива удельные уплотняющие усилия, очевидно, достигают тех минимальных значений, при которых еще обеспечивается плотность, соответствующая классу чистоты сопрягающихся поверхностей.

В результате обработки опытных данных удалось установить постоянные  $c$ ,  $n_1$ ,  $n_2$  из уравнения (4). Значения  $c$ ,  $n_1$ ,  $n_2$  составили:  $c = 0,68710^{-11}$ ;  $n_1 = 3,485$ ,  $n_2 = 0,365$ .

Для нахождения относительных минимальных уплотняющих усилий  $[P_y]$ , при которых не происходит «раскрытие», использовались стендовые испытания. На стенде испытыва-

лись модели с различными шероховатостями. Суть данного опыта заключается в следующем. Ручной насос создает давление  $P_m$  на предварительно нагруженную силой  $P_{пл}$  модель. Воздействие ручного ТНВД при существующем удельном давлении создает действующую на модель снизу силу, которая стремится раскрыть соединение. Таким образом, зная  $P_{пл}$ , можно довести давление  $P_m$  до такой величины, когда при определенном соотношении шероховатости и ширины уплотнительного пояса появится утечка. Это значит, что произошло раскрытие. Для определения появления раскрытия (утечки) используется капиллярная трубка диаметром 0.1 мм. Как только происходит утечка, столбик жидкости в капиллярной трубке резко поднимается вверх. В зависимости от шероховатостей модели и упорной плитки этот скачек будет происходить при разных давлениях топлива.

Благодаря этому стенду можно получить обобщающую зависимость удельных уплотняющих усилий  $[\bar{p}_y]$  в форме

$$[\bar{p}_y] = (1.0 + 9.55 \Sigma Ra) \left( \frac{\Sigma Ra}{b_{п}} \right)^{0.1+0.6\Sigma Ra}, \quad (5)$$

где  $[\bar{p}_y] = \frac{p_y}{p_t}$  – минимальное значение уплотняющего усилия, при котором не происходит «раскрытие» уплотнения;  $\Sigma Ra$ , мкм,  $b_{п}$  – мм.

Нетрудно заметить, что со снижением чистоты сопрягающихся поверхностей происходит увеличение  $[\bar{p}_y]$ . При этом наиболее резкое повышение удельных уплотняющих усилий имеет место при малых величинах  $b_n$ . В заключение отметим, что возрастание  $[\bar{p}_y]$  с увеличением  $\Sigma Ra$  при  $b_n = idem$ , очевидно, объясняется снижением «жесткости» уплотнения. Кроме того, при этом несколько возрастает и суммарная площадь внутренних каналов, способствующих «раскрытию» уплотнения. В результате исследований получена зависимость, которая дает нам возможность в конечном счете с помощью динамометрических средств, или угла поворота гайки, реализовать нужное давление, для того чтобы обеспечить плотность интересующего нас прецизионного уплотнения, т. е. не пережимать данное уплотнение для предотвращения заклинивания иглы.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Минько, А.А. Повышение надежности работы топливных насосов высокого давления судовых дизелей с прецизионными торцевыми уплотнениями: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.04.02 – Тепловые двигатели / Минько А.А.; ЦНИДИ; КТИРПиХ. – Ленинград, 1984. – 24 с.
2. Толмачев, А.В. Повышение ресурса распылителей форсунок судовых дизелей: дис. ... канд. техн. наук: 05.08.05 – Судовые энерг. установки и их элементы (главные и вспом.) / Толмачев А.В. – Калининград: 2000. – 129 с.

## STUDY OF THE WEAR CONICAL SEALS SPRAY

A.V. Reut, Student, Kaliningrad State Technical University,  
V.G. Kuzkin, Candidate of Engineering Sciences, Professor,  
Kaliningrad State Technical University,  
sudfac@yandex.ru

The article presents the results of research of the wear of the conical sealing sprays. On the basis of experimental investigations the obtained dependence for the calculation of effort and precision leaks in the joints of diesel fuel equipment.

*diesel, fuel equipment, spray nozzles, conical seal, wear, fuel leak, high pressure fuel pump*