ISSN 0002-306X. Изв. НАН РА и ГИУА. Сер. ТН. 2007. Т. LX, № 2.

УДК 628.88.082.253/254:621.86.01 МАШИНОСТРОЕНИЕ

С.А. БАБАЯН

ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССА ИЗНАШИВАНИЯ ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ РЕЗЬБЫ

Проведено исследование процесса изнашивания поверхности витков резьбы при многократном свинчивании и отвинчивании соединения, имеющего место в практике нефтедобычи. Получена зависимость распределения усилия по виткам для случая свинчивания под нагрузкой, когда тела болта и гайки сжаты. Выведены закономерности износа с учётом перераспределения нагрузки, на основе которых даны практические рекомендации по подбору параметров соединения для снижения износа витков.

Ключевые слова: износ, виток, резьба, распределение нагрузки, износ при затяжке.

При выполнении монтажных и ремонтных работ в нефтедобыче для установки и замены погружного плунжерного насоса проводят сборку и разборку колонны штанг. В результате износа витков от многократного свинчивания и отвинчивания снижается их прочность, появляется опасность срыва резьбы. Поэтому повышение износостойкости резьбы является актуальной проблемой, решение которой связано с необходимостью детального изучения условий изнашивания резьбы при эксплуатации, исследования влияния конструктивных параметров соединения, физико-механических свойств трущихся поверхностей, вида смазки, наличия покрытия и ряда других факторов.

В данной работе исследуются общие закономерности износа цилиндрической резьбы, позволяющие выявить, в частности, особенности износа, приближенно оценить влияние основных геометрических параметров соединения, в том числе посадок и допусков на изготовление.

Вопросы износа резьбы, особенно цилиндрической, изучены недостаточно, так как, в основном, рассмотрены некоторые особенности износа конических резьб [1-4].

Рассмотрим износ резьбы штанг за один цикл работы, состоящий из четырех этапов:

а) свинчивание соединения;

б) затяжка резьбы;

в) раскрепление;

г) отвинчивание соединения.

На рис. 1 показана схема соединения при свинчивании и отвинчивании под воздействием внешней силы Q, равной весу свечи штанг. Начало подвижной системы координат свяжем с нижним торцем ниппеля, а центр неподвижной системы поместим в плоскости нижнего торца муфты. На участке поверхности витка с координатой z нормальная, удельная нагрузка по мере свинчивания изменяется вследствие того, что с увеличением высоты сопряжения h происходит перераспределение усилий по виткам. Поэтому, определяя износ резьбы, следует учесть, что при взаимном перемещении поверхностей витков работу трения совершает сила, зависящая от пути трения.

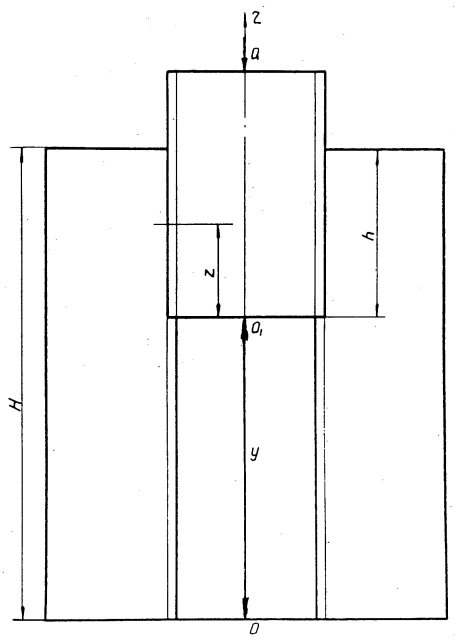

Рис. 1. Схема определения износа цилиндрической резьбы

В этом случае элементарный изношенный объем можно определить по формуле [5]

$$dV = CFp(l)dl, \tag{1}$$

где V - изношенный объем; F - площадь поверхности трения; p(l) - нормальное давление на поверхности; l - путь трения; C - коэффициент пропорциональности между работой и износом.

Линейный износ участка поверхности витка с координатой z будет

$$W_Z = C\int_{l_1}^{l_2} p_Z(l)dl\,. \tag{2}$$

Нормальное давление на поверхности витка в свинченном соединении можно найти по формуле [6]

$$p(z) = q(z)S_0 / f, \tag{3}$$

где S_0 - шаг резьбы; f - проекции боковой поверхности витка на плоскость, перпендикулярную оси резьбы; q(z) - интенсивность распределения осевых сил по высоте резьбы.

Зависимости для определения этой величины при различных случаях нагружения и типах соединений приведены в работе [6]. Для схемы свинчивания и отвинчивания соединения (рис. 1), когда под воздействием осевой силы Q болт и гайка сжаты, известное условие совместности деформаций болта и гайки, предложенное Н.Е. Жуковским [6], необходимо уточнить.

На рис. 2 показана схема резьбового соединения, где, в отличие от рассмотренной схемы [6], учтено, что участок z болта сжат.

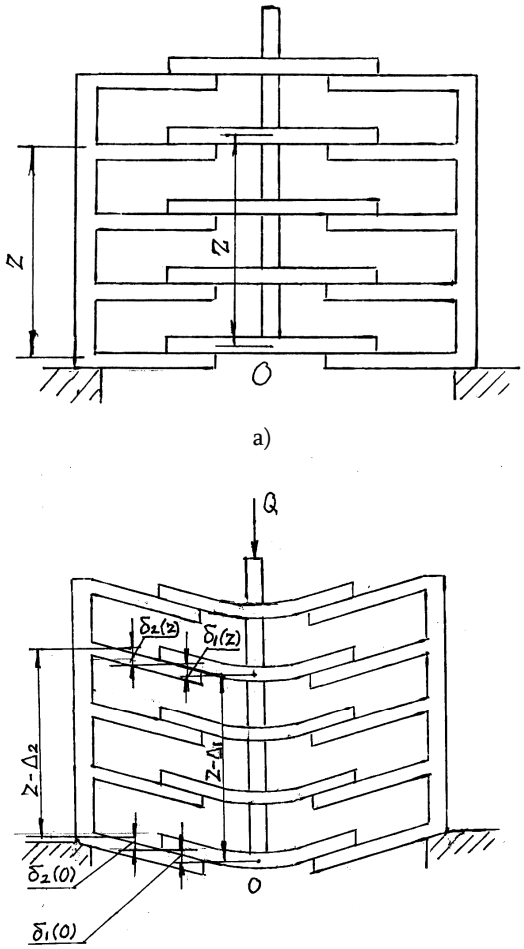

Рис. 2. Схема резьбового соединения: а – до деформации; б – после деформации

В этом случае условие совместности деформаций примет вид

$$z-\Delta_1+\delta_1(z)+\delta_2(z)=z-\Delta_2+\delta_1(0)+\delta_2(0),$$

где δ_1 и δ_2 - прогибы витков болта и гайки в сечении 0 и z, или

$$\Delta_2-\Delta_1=[\delta_1(z)+\delta_2(z)]-[\delta_1(0)+\delta_2(0)]\,. \qquad (4)$$

Искомая величина q(z) после соответствующих преобразований условия совместности деформаций определяется из уравнения [6]

$$q''(z)-m^2q(z)=0\,, \qquad (5)$$

где $m^2 = \beta / \gamma$ - величина, зависящая от геометрических параметров соединения и свойств материала болта и гайки.

В свою очередь, коэффициент β характеризует суммарную (в алгебраическом смысле) деформацию тела болта и гайки и определяется для нашего случая по формуле

$$\beta = (E_2F_2)^{-1} - (E_1F_1)^{-1},$$

где F_2 и F_1 - площади поперечного сечения тела гайки и болта соответственно; E_2 и E_1 - модули упругости материалов гайки и болта.

Коэффициент γ характеризует прогиб витков и определяется по формуле [6]

$$\gamma = S_0^2(\lambda_1 / E_1 + \lambda_2 / E_2) / f,$$

где S_0 - шаг резьбы.

Принимая $E_1=E_2$ и учитывая, что для метрической резьбы $\lambda_1 + \lambda_2 \cong 1,86 + 0,34d / S_0$, получим [6]

$$m^2 = (F_2^{-1} - F_1^{-1}) f [S_0^2 (1,86 + 0,34d / S_0)]^{-1}, \qquad (6)$$

где d - наружный диаметр резьбы болта.

Общий интеграл уравнения (5) будет

$$q(z) = A\,\mathrm{sh}mz + B\,\mathrm{ch}mz. \qquad (7)$$

Для получения граничных условий учтем выражение $q'(z)=m^2Q(z)$, полученное также из уравнения совместности деформаций [6].

Тогда при z=0; Q(0)=0 - (0)=0; z=h;Q(h)=-Q - $q'(h)=-m^2Q=A\,\mathrm{ch}mh+B\,\mathrm{sh}mh$.

Отсюда следует

$$A=0,\ B = Qm / \mathrm{sh}mh,\ q(z) = -Qm \cdot \mathrm{ch}mz / \mathrm{sh}mh. \qquad (8)$$

Длину пути участка с координатой z при повороте подвижной системы относительно неподвижной на n оборотов найдем по формуле

$$l = n\sqrt{S_0^2 + \pi^2 d_2^2}, \qquad (9)$$

где d_2 - средний диаметр резьбы.

Из рис. 1 видно, что

$$h = H - Y;\quad dn = -dy / S_0. \qquad (10)$$

Длина пути по винтовой линии участка ниппеля с координатой z характеризуется изменением величины Y от значения H-z (момент, когда участок вошел в сопряжение) до нуля.

Подставляя в (2) выражение (3) с учетом (8), после замены переменных по формулам (9) и (10), раскрывая интеграл (2), получим

$$W_Z = CS_0 f^{-1} Q \sqrt{1 + \pi^2 d_2^2 / S_0^2} \cdot (\ln \mathrm{th}mz / 2 - \ln \mathrm{th}mH / 2) \cdot \mathrm{ch}mz. \qquad (11)$$

При отвинчивании соединения переменная Y изменяется от нуля до значения H-z, и имеет место соотношение

$$dn = dy / S_0.$$

Поэтому износ резьбы витков в этом случае определяется также по формуле (11).

Полученное выражение (11) характеризует износ контактных поверхностей резьбы ниппеля при свинчивании и отвинчивании.

При затяжке резьбы изнашиваются противоположные стороны профиля, износ которых определяли по той же методике, как и для свинчивания. Распределение нормального давления при нагружении усилием затяжки соответствует случаю, когда болт растянут, а гайка сжата [6]. Доворот моментом затяжки плотно свинченного соединения определяется величиной осевого перемещения на величину деформаций участка H_1 гайки и болта от конца резьбы до упорного торца и деформациями последних витков.

Пренебрегая изменением конечной длины сопряжения H в процессе затяжки, нормальное давление на поверхности витков можно определить из выражения [6]

$$P_Z(Q) = QmS_0 f^{-1} \cdot chmz / shmH, \qquad (12)$$

где Q - переменное усилие затяжки.

Если учесть также деформации витков резьбы в плоскости z=H, то величину доворота в процессе затяжки можно найти из выражения

$$n = (\Delta l_H + \Delta l_M + \Delta l_B) / S_0,$$

где Δl_H и Δl_M - деформации растяжения ниппеля и сжатия муфты на участке H_1; Δl_B - суммарная деформация витков ниппеля и муфты в плоскости z=H.

Считая, что при затяжке имеют место упругие деформации, получим $\Delta l_H + \Delta l_M = QH\beta$, где $\beta_1 = E^{-1}(F_H^{-1} + F_M^{-1})$, а F_H, F_M – площади поперечного сечения ниппеля и муфты в сечении на участке H_1.

Суммарную деформацию витков ниппеля и муфты в плоскости z=h можно найти из выражения [6]

$$\Delta l_B = m^{-1} Q\beta cthmH. \qquad (13)$$

В итоге

$$dn = S_0^{-1}(H_1\beta_1 + m^{-1}\beta cthmH)dQ.$$

Учитывая (2) и (13), износ резьбы при затяжке можно найти из выражения

$$W_Z^1 = C(H_1\beta_1 + m^{-1}\beta cthmH)\sqrt{1 + \pi^2 d_2^2 / S_0^2} \cdot \int_0^{Q_{ЗАТ}} P_Z(Q)dQ. \qquad (14)$$

Раскрывая интеграл, получим

$$W_Z^1 = CmS_0(2f)^{-1}\sqrt{1 + \pi^2 d_2^2 / S_0^2} \cdot Q_{ЗАТ}^2 (H_1\beta_1 + m^{-1}\beta cthmH) chmz / shmH, \qquad (15)$$

где $Q_{ЗАТ}$ - усилие затяжки.

По формуле (15) можно определить износ резьбы ниппеля при затяжке и раскреплении соединения.

Представляет интерес сравнение износов резьбы при свинчивании и затяжке. С этой целью проводили расчеты по формулам (11) и (15) для резьбовых соединений глубиннонасосных штанг. При определении износа учитывали также контактную податливость витков в соответствии с рекомендациями работы [7].

Усилие затяжки принимали равным $Q_{ЗАТ} = 0,6\delta_S F_H$, где δ_S - предел текучести.

Результаты сравнительного расчета показали, что величина износа при свинчивании в 20...30 раз превышает износ резьбы при затяжке. Поэтому изнашиваются лишь те стороны профиля витков ниппеля и муфты, которые контактируют при свинчивании и отвинчивании соединения.

Рассмотрим характерные особенности износа цилиндрической резьбы.

Расчеты показали, что три последних витка резьбы практически не изнашиваются, а износ первого витка в 10...12 раз превышает износ последних витков.

Полученные результаты хорошо согласуются с данными по износу резьбы штанг при эксплуатации в промышленных условиях.

Формула (11) позволяет учесть также влияние посадок в соединении на износ резьбы, так как величины m, λ_1 и λ_2 зависят от диаметрального зазора.

Расчетные данные показывают, что с повышением зазора в соединении износ резьбы увеличивается. Так, например, износ поверхности витков в соединении с максимальным зазором $0,2t_0$ на 20% превышает износ витков в соединении без зазоров. Поэтому увеличение зазоров в резьбовых соединениях, подверженных износу, вызывает необходимость повышения износостойкости поверхностей витков.

Расчеты показывают также, что с увеличением шага резьбы в 2,5 раза износ витков уменьшается в 2 раза. Увеличение шага резьбы глубиннонасосных штанг от стандартного значения S_0=2,54 *мм* до 3 *мм* снижает износ витков на 5...8%, т.е. можно считать, что влияние шага сказывается лишь при существенном изменении этого параметра.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Сароян А.Е.** Износ резьбы замковых соединений бурильных труб // Новости нефтяной техники. – 1957. - № 2.
2. **Сароян А. Е.** Проектирование бурильных колонн. – М.: Недра, 1971.
3. **Ярошевский Ф.М., Бушнев А.А.** Особенности конических резьбовых соединений // Топливное машиностроение. – 1940. - № 7.
4. **Ярошевский Ф.М.** Об износе замковых резьб замков бурильных труб // За технический прогресс. – 1969. - № 3.
5. **Хрущев М.М., Бабичев М.А.** Исследование изнашивания металлов.- М.: Изд. АИ СССР, 1866.
6. **Биргер И.А.** Расчет резьбовых соединений. – М.: Оборонгиз, 1959.
7. **Куклин В.Б.** Уточнение расчетов резьбовых соединений // Вестник машиностроения. – 1957.- № 7.

Арцахский госуд. ун-т. Материал поступил в редакцию 24.04.2007.

Ս.Հ. ԲԱԲԱՅԱՆ

ԳԼԱՆԱՁԵՎ ՊԱՐՈՒՐԱԿԻ ՄԱՇՄԱՆ ԳՈՐԾԸՆԹԱՑԻ ՀԵՏԱԶՈՏՈՒՄԸ

Իրականացված է պարուրակի գալարների մակերևույթի մաշման գործընթացի հետազոտում միացությունների բազմակի ներպտուտակման և հետպտուտակման դեպքում, որը տեղի է ունենում նավթահանույթի պրակտիկայում: Ստացվել են գալարներով բեռնվածքի բաշխման կախումներ բեռնվածքի տակ ներպտուտակելիս, երբ հեղույսի ու մանեկի իրանները սեղմված են: Դուրս են բերվել մաշման օրինաչափությունները՝ հաշվի առնելով բեռնվածքի վերաբաշխումը ներպտուտակման և հետպտուտակման դեպքերում և դրանց հիման վրա տրվել են միացության պարամետրերի ընտրության գործնական առաջարկներ գալարների մաշակայունության բարձրացման համար:

Առանցքային բառեր. մաշում, գալար, պարուրակ, բեռնվածության բաշխում, մաշում պրկման ժամանակ:

S.H. BABAYAN

INVESTIGATION OF THE WEARING PROCESS OF CYLINDRICAL THREAD SPIRES

The article is devoted to the investigation of the wearing process of thread spires surface when multiple screwing and unscrewing of the junction take place in the process of oil extraction. The reserch reveals the dependence of the force distribution on spires for the cases of screwing under loading when the body of the bolt and the nut is compressed. Regarding the load redistribution while screwing and uncrewing the reguliarities are deduced. On the basis of these regularities practical recommendations for the right selection of the parameters of the junction for increasing wear resistance of spires are given.

Keywords: wear, spire, thread, load distribution.