

ДЕФОРМАЦИЯ И УПЛОТНЯЕМОСТЬ ПЛОСКИХ ФЛАНЦЕВЫХ ДНИЩ В УПРУГО-ПЛАСТИЧЕСКОЙ ОБЛАСТИ

РАЙС, П.*—САС, А.**

*Кафедра химического машиностроения и сельскохозяйственной промышленности

** Кафедра деталей машин Института конструкций машин Будапештского Технического
Университета

Поступило : 30 Мая, 1979 г.

Представлено: проф. д-р Сентгьерди, Ш.
проф. д-р Варга, Л.

1. Введение

Часто использованной замыкающей деталью установок химической промышленности и энергетики является плоская крышка (глухой фланец). Глухие фланцы применяются для постоянного закрытия люков, монтажных люков и для временного закрытия патрубков и трубопроводов. Расчет на прочность плоских крышек выполняется с помощью формул, основанных на теории пластин и установленных стандартами. Однако развитие техники требует, чтобы стандартные принципы расчета и формулы время от времени проверялись. Результаты работ, касающихся фланцевых соединений, содержатся в раньше изданной статье [1]. В настоящем сообщении излагаются результаты, касающиеся глухих фланцев.

Целью исследований было получить ответы на следующие вопросы:

- применима-ли пластическая несущая способность в качестве единственной базы расчётов;
- какова величина болтового усилия, необходимого для герметического уплотнения;
- как изменяется болтовое усилие от состояния сборки до рабочего режима.

Экспериментальное оборудование было представлено в распоряжение кафедры Центром по стандартизации машин и машинного оборудования металлургической и машиностроительной промышленности, а финансовое покрытие расходов экспериментов было обеспечено Проектным предприятием химических заводов (ВЕДЬТЕРВ).

2. Расчет крышек

Формула (1) основана на предположении упругого напряженного состояния. Она пренебрегает несущей способностью части кромки фланца, находящейся вне уплотнения и предполагает, что дополнительный момент $W \cdot h_g$ изгибающий фланец, распределяется равномерно по диаметру G уплотняющего круга (рис. 1). Необходимая толщина листа [3],

$$b \geq G \sqrt{\frac{0,3p}{\sigma_m} + \frac{1,78Wh_g}{\sigma_m G^3}} =$$

$$= 0,55G \sqrt{\frac{p}{\sigma_m} + 5,93 \frac{Wh_g}{\sigma_m G^3}},$$
(1)

где

$$\sigma_m = \frac{\sigma_F}{1,5} \quad \text{— допустимое напряжение} \quad (2)$$

$$W = H + H_g \quad \text{— болтовое усилие} \quad (3)$$

$$H_g = H_p = Gpb_c 2mk \quad \text{— величина уплотняющей силы по [3] или [5]} \quad (4)$$

b_c — эффективная ширина уплотнения;

m — коэффициент уплотнения;

k — коэффициент неравномерности.

Если подставить $h_g = 0$ и выразить из формулы (1) напряжение, получим формулу упругой круговой пластины с шарнирно опертой кромкой [4]. Формула (5) основана на несущей способности круговой пластины из жестко-пластического материала. Предполагается, что в предельном состоянии разрушения профиль пластины в каждой точке становится текучей. В качестве несущего профиля учитывает часть кромки крышки, расположенную между окружностью уплотнения и окружностью болтов.

$$b \geq 0,41 \sqrt{\frac{1 + 3\psi b \left(\frac{D_R}{G} - 1\right)}{\frac{D_R}{G}}} \cdot G \sqrt{\frac{p}{\sigma_m}} =$$

$$= \frac{0,41}{\sqrt{\frac{D_R}{G}}} G \sqrt{\frac{p}{\sigma_m} + 7,64 \frac{Wh_g}{\sigma_m G^3}},$$
(5)

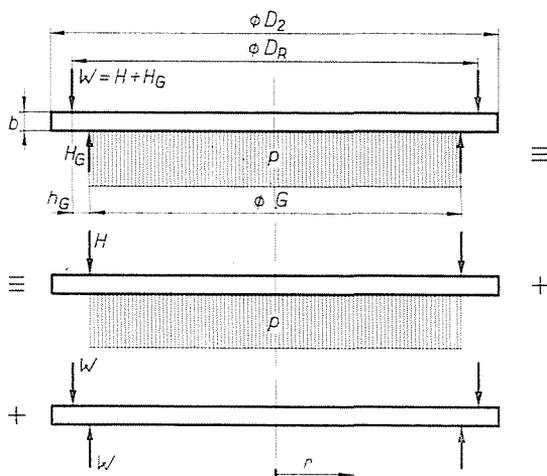


Рис. 1. Основные размеры и система сил крышки

где

$$\psi = \frac{W}{H}, \quad (6)$$

$$H = \frac{G^2 \pi}{4} p = 0,785 G^2 \pi. \quad (7)$$

Если подставить в формулу (5) $h_G = 0$, т. е. величину $D_R = G$, и допустимое напряжение принимается равным пределу текучести, и если формулу выразить на давление, то получается зависимость, выражающая несущую способность круговой пластины из жёстко-пластического материала. [6].

3. Исследуемые крышки. Прохождение экспериментов

Главные размеры испытуемых крышек — при применении обозначений, принятых на рис. 1. — представлены на таблице 1. Размеры соединения крышек были выполнены по венгерскому стандарту формы [2]. Для номинального давления 6 кГ/см^2 точные размеры крышек и соединительных фланцев можно найти в [1] Материал крышек КЛ 2 МС 1741 (предел текучести при 20°C 270 Н/мм^2).

Толщина стенок крышек № 1 и 5, соответствует стандарту формы [2], их определение выполнено с помощью формулы (1), основанной на

Таблица 1

Обозначение	Номинальн. диаметр	b	D_2	D_R	G	Выполн.	Число и разм. болтов
1	600	32	716	676	619	Шпунт.	20 шт.
2	600	18	716	676	619	Шпунт.	М 20
3	900	25	1022	938	925	Шпунт	24 шт.
4	900	30	1022	938	925	Фланц.	М 20
5	900	40	1022	938	925	Шпунт	

Размеры в мм-ах.

теории упругости. Вычисленная толщина пластины округлена с избытком, т. е. определена с надбавкой.

Толщина стенок крышек № 2,3 и 4, была определена по формуле (5), основанной на пластической несущей способности для давления $p = 0,6$ МПа. Надбавка на толщину стенок не применена. Толщина крышки № 4 по сравнению с крышкой № 3 содержала надбавку на толщину стенки, равную 5 мм. В качестве уплотнения были применены асбесто-резиновая плита толщиной 3 мм и мягкая резина.

Выполнение экспериментов тождественно с описанным в [1]. Болты были подвернуты с впрядь установленным моментом, потом давление постепенно повышалось до появления неплотности. После этого давление — тоже постепенно было прекращено и болты были отвинчены. На каждой ступени нагрузки измерены на крышке удлинения, прогибы и с помощью тензометрических датчиков, приклеенных на болтах, болтовые усилия. Затем весь процесс был повторен при более высоких начальных моментах затяжки болтов до тех пор, пока крышка не разрушилась. Разрушение появлялось либо в виде большой пластической деформации закрепления, либо в соприкосновении кромки фланца. На рис. 2 представлен экспериментальный состав, на рис. 3 показаны индикаторные часы, расположенные на крышке № 3.

4. Силы

Зависимость (4) справедлива лишь в состоянии расчета, впрочем $H_c \neq H_p$

На основании условия равновесия осевых сил, изложенного в формуле (3), можно написать

$$H_c = W - H. \quad (8)$$



Рис. 2. Опытная установка размером 900 мм

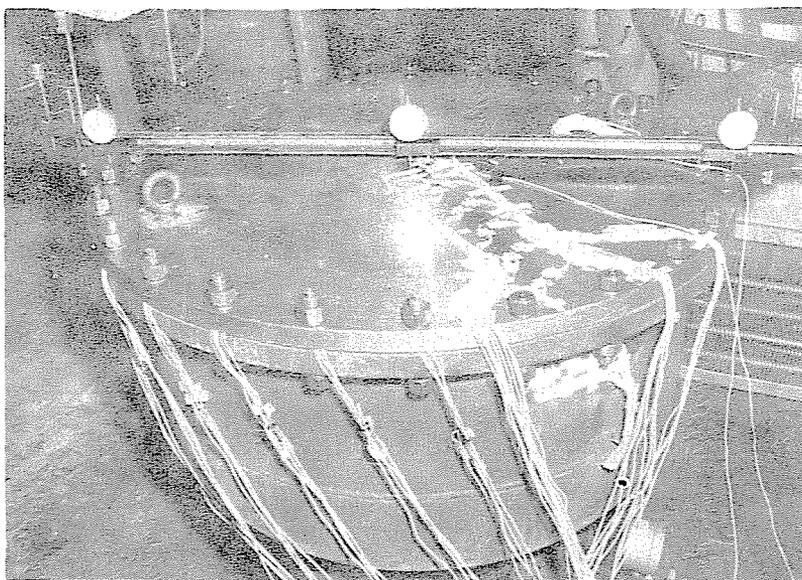


Рис. 3. Экспериментальная крышка № 3

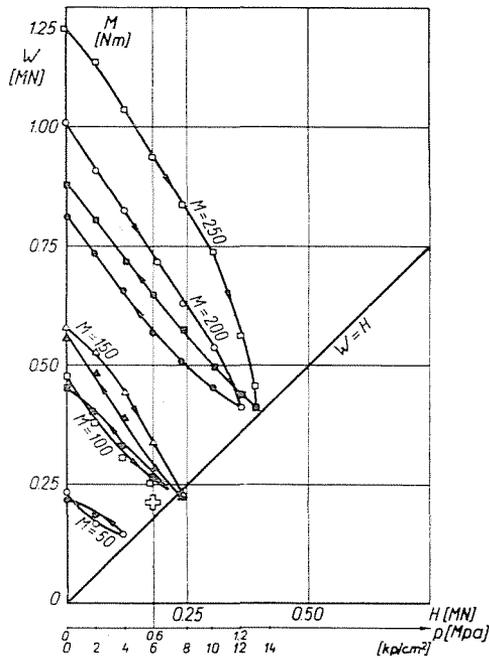


Рис. 4. Болтовые усилия на крышке № 2 (600 × 18 мм)
Уплотнение: асбесто-резиновая пластина

Изменение измеряемого болтового усилия в функции давления, т. е. силы H , вычисленной по формуле (7), показано на рисунках 4., 5/а и 5/в. Если $W=H$, то по формуле (8) $H_G=0$, т. е. на диаграмме болтового усилия точки, где сила, возникающая в уплотнении, равна нулю, лежат на прямой под 45° ($W=H$). Если одна из точек падает ниже этой прямой, то речь идет либо о слипании уплотнения с уплотняющей поверхностью, либо эвентуально о неточности измерения болтового усилия.

На рисунке пустые точки соответствуют повышению давления, а темные точки понижению давления. На рис. 4. видно, что в случае малого момента затяжки болта ($M=50$ Нм) кривые нагрузки и разгрузки отличаются. Это объясняется нелинейными свойствами уплотнения. При моменте затяжки $M=200$ Нм кривые нагрузки и разгрузки сильно раскрываются, причиной чего является пластическая деформация, возникающая в крышке. Максимальное достигнутое болтовое усилие при затяжке болта было равно около 1,25 МН (Рис. 4.). Под его действием крышка и кромка соединительного фланца соприкасались.

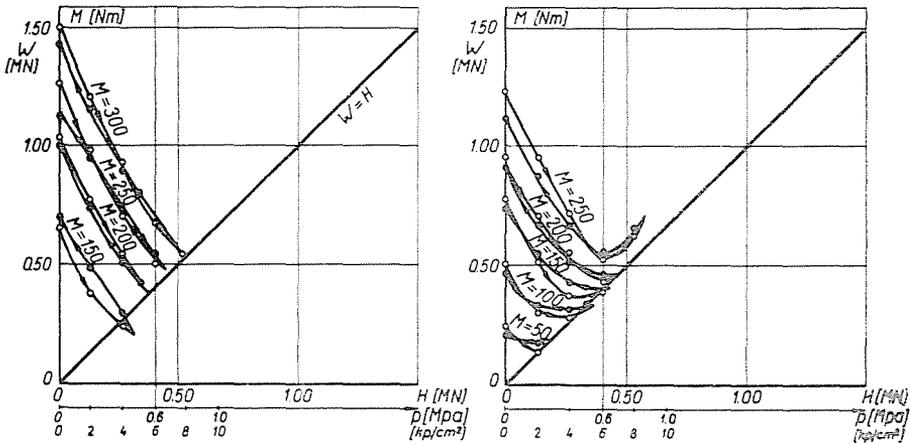


Рис. 5. Болтовые усилия на крышке № 3 (900 × 25 мм)
 а) уплотнение: асбесто-резиновая пластина
 б) уплотнение: мягкая резина

Достоинно замечания, что кривые болтового усилия очень крутые, значит в состоянии затяжки нужно очень большое предварительное натяжение. Это явление еще в большей мере показывается на рис. 5/а.

Сопоставляя между собою рисунки 5/а и 5/в, видно, что резиновое уплотнение в области больших предварительных натяжений ведет себя так же, как асбесто-резиновая плита. Однако при малых предварительных натяжениях, когда сила уплотнения приближается нулю, проявляется характер самоуплотнения и кривая болтового усилия изгибается вверх.

Характерные величины сил, относящиеся к всем исследуемым крышкам, даны в таблице 2, как для проектируемого рабочего режима, так и для состояния сборки, необходимой для его достижения. В столбце 5 таблицы, вычисленные величины получены по формулам (3) и (4). В столбце 11 таблицы видно, что на крышке № 1 рассчитанной по формуле (1), основанной на упругом состоянии, болтовое усилие, вычисленное для рабочего режима и его измеренная величина показывают хорошее совпадение, а в состоянии сборки болтовое усилие меньше, чем в рабочем состоянии. На крышках № 2, 3. и 4., рассчитанных по формуле (5) при предельном пластическом состоянии измеренное болтовое усилие в рабочем режиме превышает расчетное в 1,28—1,45 раза, а в состоянии сборки в 2,53—3,16 раза. Это отношение существенно не изменяется надбавкой, принятой в практике к толщине стенки (здесь на крышке № 4 равной 5 мм).

На основании экспериментальных результатов можно проверять метод вычисления изменения болтового усилия в рабочем режиме, однако им в данной работе не занимаемся.

5. Упруго - пластические удлинения и прогибы

При экспериментах удлинения крышек измерялись тензодатчиками. На рис. 6. представлено изменение максимального удлинения, измеренного в середине крышки №2 (600 × 18 мм) в функции момента затяжки болта и давления. В соответствии с двухосевым напряженным состоянием и материалом марки КЛ 2, предел упругой деформации равен примерно $\varepsilon = 900 \cdot 10^{-6}$ м/м. Выше этого значения деформация является упруго-пластической. На рис. 6 также видно, но при испытаниях других крышек проявляется еще более выражено, что кривая нагрузка — удлинение до величин $\varepsilon = 1200 - 1300 \cdot 10^{-6}$ является прямой, а остаточного удлинения ещё нет. Выше этой величины, т. е. когда середина пластины в полной своей толщине потекла, появляются остаточные удлинения. В последнем цикле нагрузки преобладающая часть пластины, а часть внутри уплотняющего круга уже при затяжке болта достигла предела несущей способности. Именно этим было вызвано соприкосновение кромок фланцев. Максимальное удлинение середины пластины составляет около $6200 \cdot 10^{-6}$ м/м, а остаточное удлинение около $4200 \cdot 10^{-6}$ м/м. При разгрузке изменения удлинения примерно $2000 \cdot 10^{-6}$ м/м, а изменение напряжения, соответствующее этой величине, принимая закон Гука и, предполагая, что $\varepsilon_r = \varepsilon_t = \varepsilon$

$$\Delta\sigma = \frac{E}{1-\nu^2} (\varepsilon_r + \nu\varepsilon_t) = \frac{E\varepsilon}{1-\nu} = 600 \text{ МПа} = 6000 \text{ кг/см}^2,$$

где $E = 0,21 \cdot 10^6$ МПа-модуль упругости,

$\nu = 0,3$ коэффициент Пуассона.

Полученное изменение напряжения соответствует примерно двухкратной величине предела текучести, т. е. пределы несущей способности и наступления упругого состояния как раз соглашаются.

На рис. 7. показан загиб середины крышки (600 × 18 мм) относительно кромок крышки. Кривая загиба по характеру и по смыслу подобна кривой максимального удлинения. В предельном состоянии суммарный загиб составляет около 15 мм, в рабочем, т. е. опытном состояниях около 5—6 мм, что по сравнению с диаметром 600 мм представляет собой значительную величину.

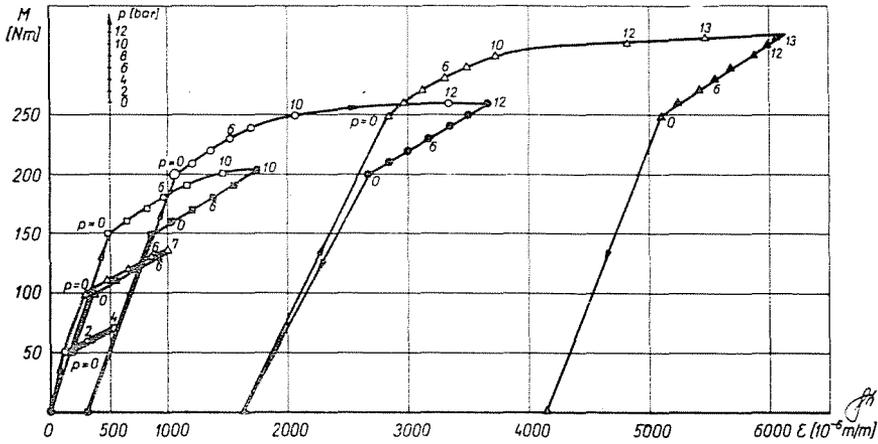


Рис. 6. Удлинения в середине крышки № 2

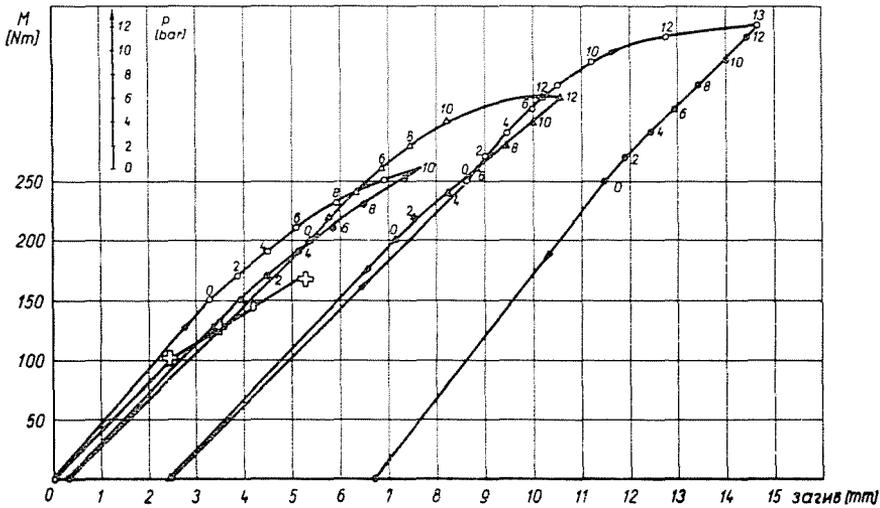


Рис. 7. Загибы в середине крышки №. 2 по сравнению с кромкой

6. Величины упругих напряжений и загибов, полученных путём расчёта и измерений

На основании теории упругих пластин [7] был выполнен расчёт напряжений и загибов с помощью вычислительной машины типа ВАНГ Кафедры технической механики ПУБ.*

* На этом месте выражаем признательность адъюнкту д-р Ласло Кочиш за выполнение вычислений.

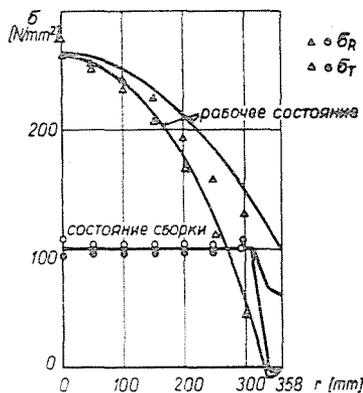


Рис. 8. Расчётные и измеренные упругие напряжения на крышке № 2 в рабочем состоянии ($p = 0,6 \text{ МПа} = 6 \text{ кг/см}^2$) и соответствующие ему состояния сборки. Непрерывная линия обозначает расчетные величины

Пробеги расчётных и измеренных напряжений вдоль радиуса крышки №.2 ($600 \times 18 \text{ мм}$) в рабочем состоянии и аналогичном ему состоянии сборки, показаны на рис. 8. Из рисунка видно, что в рабочем состоянии в середине пластины напряжение достигает предела текучести. В состоянии сборки напряжения значительно ниже, независимо от того, что болтовое усилие намного выше. Расчетные и измеренные напряжения как на этой, так и на других крышках (смотри 8. и 9. столбцы таблицы 2) показывают хорошее совпадение. Здесь отметим, что сила, передаваемая болтами, действует по всей вероятности по окружности с меньшим радиусом, чем окружность болтов. Из таблицы 2 видно, что в рабочем состоянии напряжения, получающиеся от затяжки болтов (столбец 10) составляют примерно 15–25% от напряжения, получающегося от давления и затяжки болтов (соответственно столбцы 9 и 12). Это отношение в случае неупругого (металлического) уплотнения больше.

Анализируя упругие загибы, данные в столбцах 6–7 таблицы 2, можно установить, что их величины на крышках №.2, 3 и 4, рассчитанных для пластического предельного состояния, слишком велика; на крышке 1 слишком мала, т. е. крышка передименионирована; крышка 5 соответствует.

На основании нашего опыта можно рекомендовать максимализацию величины загиба в размере 2‰ максимального диаметра (столбец 13). Загиб такого размера при рассмотрении невооруженным глазом еще не вызывает недоверия на счёт конструкции, и предполагается не сопровождается вредными последствиями.

Таблица 2

Обознач. крышки №.	Размеры крышки Тип уплотнен.	Состояние	Момент (Нм) Давл. (МПа)	Болт. учение		Загиб (мм)		Напряжен. (Н/мм ²)			Отн. ст. 4/5	Отн. ст. 10/9 (%)	0,002 D ₂ (мм)
				измер.	расч.	измер.	расч.	измер.	расч.				
									Сумма	Из W			
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	
1	600 × 32 резина	C	M = 50	0,163	—	—	0,16	14,0	12,5	12,5	0,85	—	1,43
		P	p = 0,6	0,200	0,192	—	0,81	79,4	81,1	(15,4)	1,04	18,9	
2	600 × 18 клингерит	C	M = 100	0,575	—	2,5	2,35	106,7	100,5	100,5	2,53	—	1,43
		P	p = 0,6	0,330	0,227	4,8	4,92	275,7	265,5	57,7	1,45	21,7	
3/1	900 × 25 клингерит	C	M = 300	1,497	—	4,4	3,81	121,5	110,1	110,7	3,16	—	2,04
		P	p = 0,6	0,668	0,473	8,0	8,09	300,2	293,6	49,2	1,41	16,8	
3/2	900 × 25 резина	C	M = 250	1,220	—	3,3	2,96	89,2	85,4	85,4	2,91	—	2,04
		P	p = 0,6	0,540	0,420	7,3	7,70	286,2	282,2	(49,2)	1,28	17,4	
4	900 × 30	C	M = 250	1,235	—	2,1	1,82	59,1	63,0	63,0	2,61	—	2,04
		P	p = 0,6	0,628	0,473	4,8	4,47	219,8	201,9	49,2	1,33	(24,3)	
5	90 × 40	C	—	—	—	—	(1,91)	—	(16,1)	(16,1)	—	—	2,04
		P	p = 0,6	—	0,473	—	(1,91)	—	111,5	(16,1)	—	(14,4)	

C = сборочные

P = рабочие

Резюме

Было установлено, что расчёт на прочность плоских крышек под давлением на основании пластического предельного состояния без проверки деформаций — как это оправдывается и опытом, приобретенным на счёт других инженерных конструкций, недопустим.

Влияние на несущую способность уплотняющей силой, в случае мягких (упругих) уплотнений незначительно. Точность процесса по стандартному плану удовлетворяет требованиям.

На крышках, рассчитанных при пластическом предельном состоянии в состоянии сборки требуется очень большая болтовая сила даже в случаях применения мягкого уплотнения.

При расчетах для упругого предельного состояния надбавка на толщину стенки является лишней.

Литература

1. РАЙС, П., САС, А.: Несущая способность фланцевых соединений *Periodica Polytechnica* (M. E.), 23, 4 (1979).
2. КГС 95.0041 — 76 (МС 05 95.0041) «Сосуды под давлением. Сварной надставной фланец приборов из нелегированной стали. Номинальное давление 6—64 кг/см². Размеры. Технические условия (отраслевой стандарт).»
3. КГМИ 95.040 — 77. «Сосуды под давлением. Фланцевые соединения. Фланцы приборов. Расчёт на прочность». (МММ—МТП Техническое руководство).
4. Тимошенко—Войновский—Кригер: Теория пластин и оболочек. Изд. Техн. Лит. Будапешт, 1964.
5. ASME Boiler and Pressure Vessel Code. Section VIII. Division I. (1974).
6. Калиски, С.: Теория пластичности. Изд. ВАН, Будапешт, 1975.
7. Маркуш, Д.: Теория и расчет осесимметрических конструкций. Изд. Техн. Лит. Будапешт, 1964.
8. WESSTROM, V. B., BERGH, S. E.: Effect of Internal Pressure on Stresses and Strains in Bolted-Flanged Connections. *ASME Transactions*, 1951. (Reprint: Pressure Vessel and Piping Design Collected Papers 1927—1959. ASME, New York, 1960).
9. WÖLFEL, J.—RÄBISCH, W.: Berechnung und Standardisierung von Flanschverbindungen. *Chemische Technik* 27, 8 (Aug. 1975).
10. WATERS, WESSTROM, ROSHEIM, WILLIAMS: Formulas for Stresses in Bolted Flanged Connections. *ASME Transactions* 1937.

ст. преп. д-р Пал РАЙС (Dr. Pál REUSS)
 асс. Аттила Сас (Attila SZÁSZ)
 Будапештский Технический Университет
 H-1521 Budapest