

# НЕСУЩАЯ СПОСОБНОСТЬ ФЛАНЦЕВЫХ СОЕДИНЕНИЙ

(ЭКСПЕРИМЕНТЫ)

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 Сентдьерди, Ш. и

проф. Д-р Варга, Л.

## 1. Введение

Наиболее частым разъемным соединением сосудов и трубопроводов под давлением является резьбовое соединение с фланцем, оно применяется массово и, главным образом в случае больших размеров, речь идёт о сравнительно дорогостоящих элементах конструкций; исследование их нагрузочной способности имеет большое прошлое [1, 2]. Метод их расчета на прочность стандартизован уже несколько десятилетий [3], однако следует установить, что расчет фланцевых соединений независимо от новых попыток [4] не является разрешенной проблемой.

Актуальность выполнения экспериментов, излагаемых ниже, была дана тем, что венгерские стандарты формы фланцев приборов, которые были изданы 25—30 лет назад, устарели, а расчётного стандарта, несмотря на собственные инициативы отдельных учреждений, вовсе не было в распоряжении проектировщиков.

Целью экспериментов было, чтобы проверить принципы расчёта, применяемые при разработке выпускаемых новых расчетных стандартов и стандартов формы [5], [6].

В настоящей работе излагаются результаты экспериментов, полученные в ходе исследований, однако тематика оптимизации соединений и подробный анализ приведенных стандартов превосходят целевую установку работы. Но полученные результаты и заключения могут быть обобщены и дают основание для проектировщиков фланцевых соединений и их потребителей.

Опытное оборудование было разработано и предоставлено в распоряжение кафедры Центром по стандартизации машин и машинного оборудования металлургической и машиностроительной промышленности. Финансовое покрытие расходов экспериментов было обеспечено Проектным предприятием химических заводов «ВЕДЪТЕРВ».

## 2. Исследуемые соединения

Сечение и геометрические данные исследуемых фланцевых соединений показаны на рис. 1. и таблице 1. Исследовались два оборудования с номинальным давлением 0,6 МПа, изготовленные из конструкционного материала КЛ 2—МС 1741 пределом текучести  $\sigma_F = 270$  Н/мм<sup>2</sup>, номинальные диаметры которых были равны 900 мм и 600 мм.

К отдельным фланцам по случаям присоединены другие фланцы, в другой раз глухие фланцы (плоские днища). Таблица 1 содержит размеры каждого элемента. В настоящей статье описываются результаты, полученные для пар фланцев в спаривании 11—12 и 21—22. Материалом болтов служил М Сг М О V1—М С 1745 ( $\sigma_F = 550$  Н/мм<sup>2</sup>), материал уплотнений асбесто-резиновая пластина толщиной 3 мм (клингерит). Экспериментальное оборудование диаметром 900 мм показано на рис. 2.

Таблица 1

Диаметр	600				900				
	1	2	11	12	3	4	5	21	22
Элемент	крышка	крышка	фланец	фланец	крышка	крышка	крышка	фланец	фланец
Выполнение	шпунтовое	шпунтовое	шлицевое	шпунтовое	шпунтовое	шлицевое	шпунтовое	шлицевое	шпунтовое
$D_1$			600	600				900	900
$D_2$	716	716	716		1022	1022	1022	1022	1022
$D_3$			628					934	934
$D_4$	631	631		631	937		937		937
$D_5$	607	607		607	913		913		913
$D_6$			606			912		912	
$D_7$			632			938		938	
$D_8$			676	676				982	982
$b_1$	32	18		25	25		40		35
$b$			30			30		40	
$h_1$			25	25				29	29
$s_1$			20	20				25	25
$s$			6	6				8	8
$n$	20				24				
$d_1$					15				
$d$					23				
резьба					М 20				
$l_1$					50				
$t$					3				

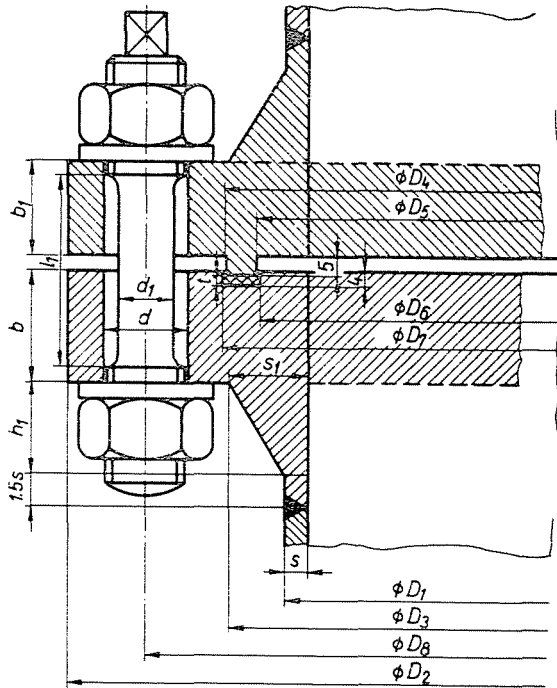


Рис. 1. Профильное сечение исследуемых фланцев.

### 3. Прохождение экспериментов

В окружении фланцев на поверхности сосуда, далее на пояске болтов были приклеены тензометрические датчики. Это позволило также определение болтовых усилий.

До начала измерений болты фланца были слегка подвернуты, а потом сосуд был наполнен водой и обезвоздушен. После этого болты были отвернуты. Это было основным состоянием измерений сосуда.

Ход испытаний был следующим: болты подвернуты динамометрическим ключом до заранее заданной величины момента, а потом были измерены удлинения и болтовые усилия. После этого давление постепенно повышалось до тех пор, когда у уплотнений вода начала вытекать, потом, также при постепенном понижении давление было прекращено.

После каждой ступени давления измерялись удлинения и болтовые усилия. После прекращения давления болты были отвинчены и измерены остаточные удлинения. После этого болты были опять подвернуты до момента, превосходящего предыдущий максимум момента и процесс был повторен до тех пор, пока не наступило разрушение фланцевого

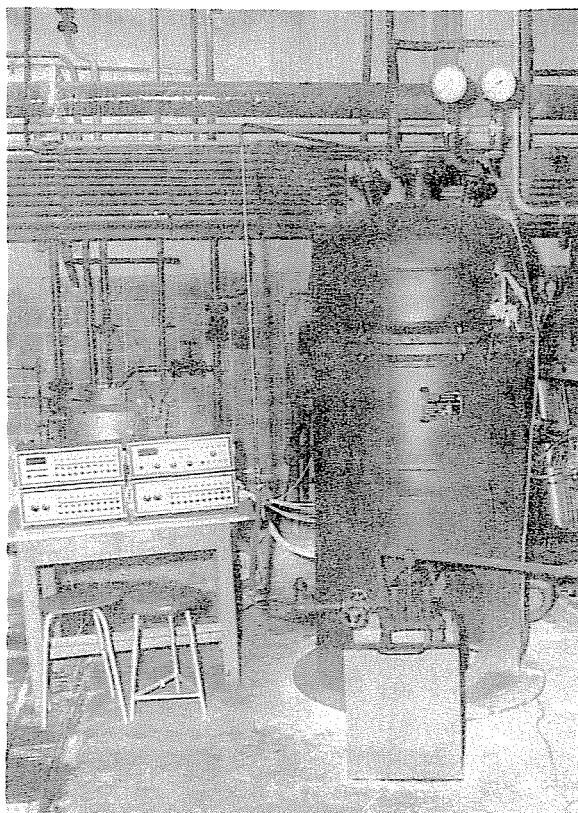


Рис. 2. Опытная установка диаметром 900 мм.

соединения. Разрушение было вызвано на соединении 900 мм большой пластической деформацией болтов, а на соединении 600 мм соприкосновением фланцевых кромок.

Начальные значения моментов, принадлежащих отдельным циклам нагрузки, далее максимальные значения достигнутых давлений содержатся в таблице 2.

#### 4. Система сил

Система сил, действующих на фланец, в несколько идеализированном виде представлена на рис. 3. Осевая сила, получающаяся от внутреннего давления

$$H = H_b + H_r = \frac{G^2 \pi}{4} p. \quad (1)$$

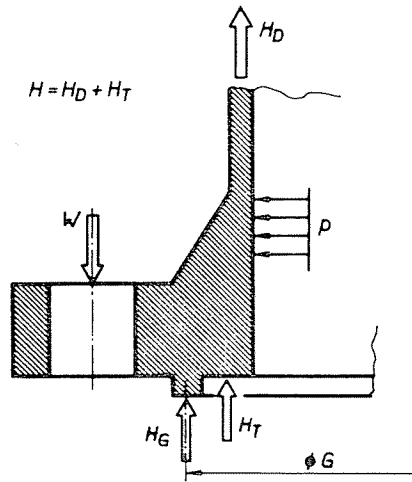


Рис. 3. Силы, действующие на фланец.

Таблица 2

Натяжной момент (Нм)	Номинальный диаметр 900 мм		Номинальный диаметр 600 мм	
	Макс. давл. (МПа)	знак цикла измер.	Макс. давл. (МПа)	знак цикла измер.
50	—	—	0,95	III
100	0,55	IV	1,65	IV
150	0,88	V	2,15	V
200	1,08	VI	2,60	VI
250	1,47	VII	2,90	VII
300	1,72	VIII	3,30	VIII
330—350	1,92	IX	3,48	IX

Условие статического равновесия

$$W = H + H_c, \tag{2}$$

где  $W$  — сумма болтовых усилий,

$H_c$  — сила, сжимающая уплотнение (сила уплотнения)

Изменение измеренных болтовых усилий по моменту подтягивающего болт  $M$  и давлению, т.е. по формуле (1) в функции вычисленной силы  $H$  показано на рисунках 4. и 5.

Так как по формуле (2) сила уплотнения

$$H_c = W - H, \tag{3}$$

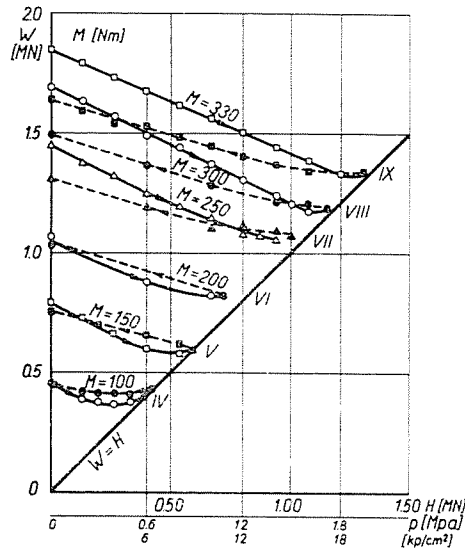


Рис. 4. Болтовые усилия на фланцевом соединении диаметром 900 мм.

если  $W=H$ , то  $H_G=0$ , то есть точка, обозначающая прекращение уплотняющей силы, принципиально приходится на прямую, проходящую под углом  $45^\circ$ .

Рассмотрим, например, рис. 4. Подвернув болты до момента  $M=100$  Нм, болтовое усилие равно примерно 0,45 МН. При повышении давления болтовое усилие несколько уменьшается, потом повышается и при давлении, равном примерно 0,65 МПа наступает неплотность. Линия разгрузки не совпадает с линией нагрузки. В случае  $M > 100$  Нм, главным образом на соединении диаметром 600 мм кривые нагрузки и разгрузки раскрываются.

Максимальное болтовое усилие, достигнутое на соединении 900 мм составляет примерно 1,8 МН; тогда винтовое закрепление стало вязко текучим. Достигнутое наибольшее давление составляло 1,92 МПа. Это определённo выше, чем допустимое по расчётному стандарту [5] давление, равное 0,964 МПа.

На соединении диаметром 600 мм (рис. 5) максимальное достигнутое болтовое усилие составляет около 1,6 МН. Под его действием кромки фланцев соприкасались, максимальное давление уплотнения было 3,48 МПа. Согласно расчётному стандарту [5] допустимое расчётное давление равно 0,93 МПа. На основании рисунков 4. и 5. можно определить, что вследствие взаимодействия системы фланец — уплотн-

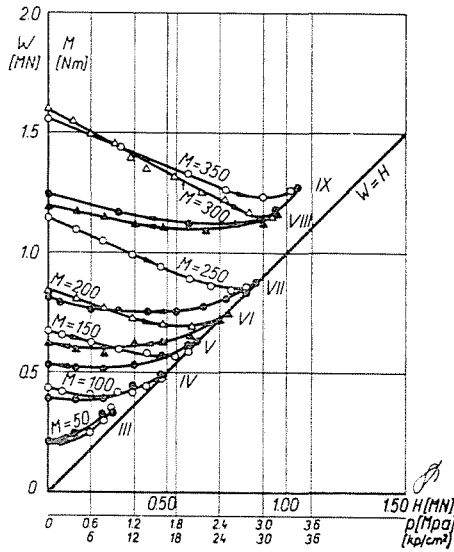


Рис. 5. Болтовые усилия на фланцевом соединении диаметром 600 мм.

ение — винтовое закрепление работа сил соединения благоприятна. Болтовые усилия, необходимые для сборки в рабочее состояние, не превышают значительно болтовые усилия, возникающие эксплуатационные состояния (кривые, показывающие изменение болтового усилия приближаются горизонтали). На рис. 5 при  $M=100$  Нм кривая болтового усилия изгибается вверх, что указывает на действие самоуплотнения. В это же время уплотняемое давление является кратной допустимого рабочего давления, значит соединения сравнительно передименционированы.

Диаграммы болтовых усилий по своему характеру аналогичны тем, которые были описаны Весстромом [7] но особенно на рис. 5 очевидна нелинейность.

### 5. Упругие удлинения и напряжения

Использованием результатов измерения удлинений были вычислены измеренные напряжения при давлении  $p=0,6$  МПа. Результаты приведены на рисунках 6. и 7. На рисунках кроме измеренных напряжений (линии с пунктами) показаны также напряжения, вычисленные по теории тонкой оболочки (линии без пуньтов) [8], далее максимальные напряжения, вычисленные по [5]. Вычисление по [5] по сути сводится к

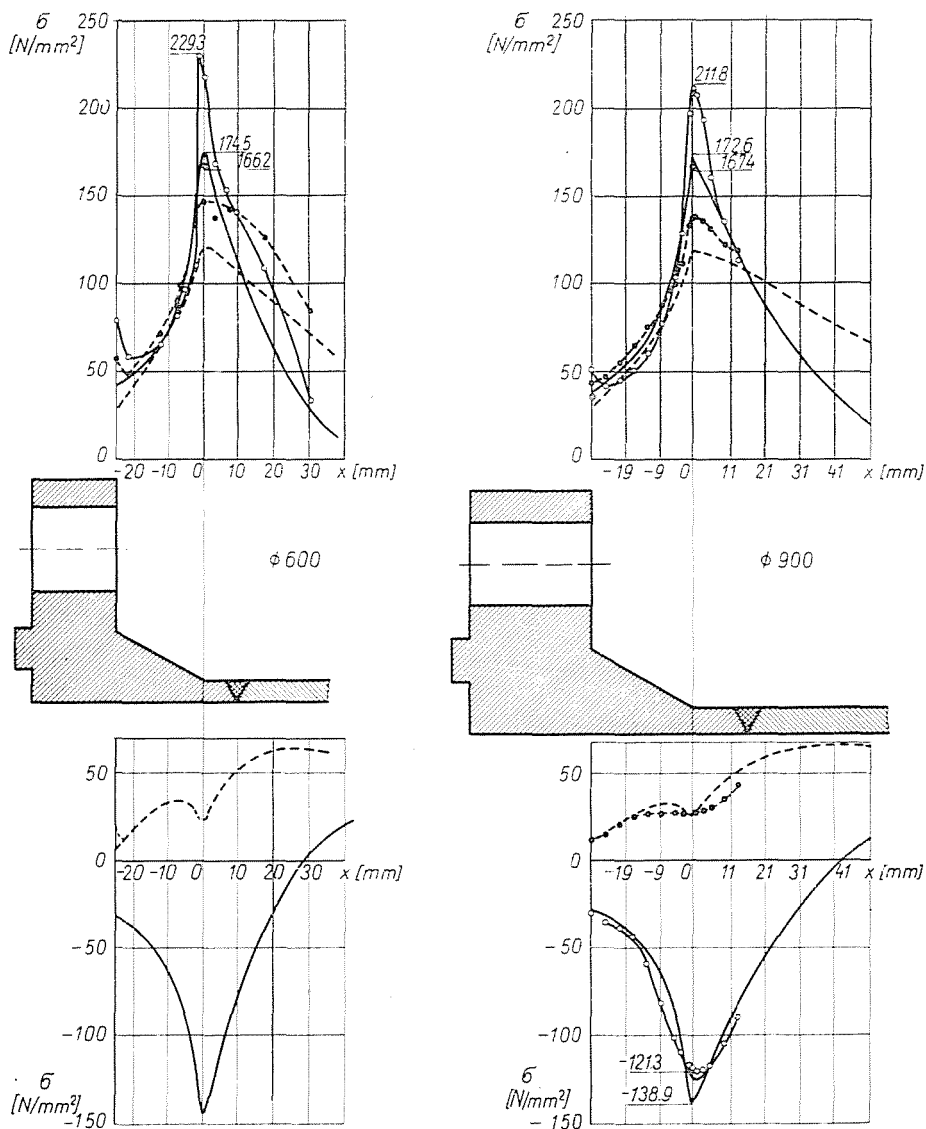


Рис. 6, 7. Расчетные и измеренные упругие напряжения фланцевых соединений диаметром 900 мм и 600 мм.

вычислению Ватерса [1]. То же самое является также базой кода АСМЭ [3]. Достоинно внимания, что напряжения, измеренные на внешней поверхности фланца, выше, чем вычисленные по теории тонкой оболочки. Независимо от этого, можно установить, что прием согласно [5]



(Ватерса) дает максимальное напряжение с удовлетворительной точностью. В то же время известно, что нагрузочную способность (уплотняемость) системы определяет не только максимальное напряжение а деформационное состояние всей системы.

## 6. Упруго — пластические деформации

Из рисунка 5. видно, что уже при  $M = 100$  Нм, линии нагрузки и разгрузки раскрываются, значит, возникает пластическая деформация. Это подтверждает и тензометрическое измерение. На рисунке 9. представлены удлинения тензодатчика № 19 (в меридиональном направлении) на фланце диаметром 600 мм, а на рисунке 10 датчика № 25 (в направлении периметра).

Максимальное удлинение в меридиональном направлении показывал тензодатчик 19, а в направлении периметра датчик 26. Расположение тензодатчиков видно на рис. 8. Длина тензодатчика 19 равна 0,3 мм (датчик 17 длины 2 мм, расположенный почти в тождественном положении, показывал примерно тождественное значение). Рассматривая рис. 9., можно установить, что значительные пластические деформации возникают в V-ом цикле нагрузки. Примерно в области давления, равной приблизительно 21 бар, остаточное удлинение достигает значения 0,2%, которое по традиционному толкованию является предельной величиной нагрузочной способности. В действительности соединение может быть нагружено еще больше. Тензодатчик 19 в VII цикле нагрузки отделился, но датчик 25 работал удовлетворительно во всей области нагрузки. На рисунке 10. видно, что при возвратной нагрузке в конце цикла при отвертывании винта, возникающее изменение удлинения значительно меньше, чем изменение удлинения, возникающее при последующем подвертывании болта.

На рисунке 11. представлено изменение остаточных удлинений в отдельных циклах нагрузки, на шейке фланца и цилиндрическом кожухе.

Координата в меридиональном направлении толкуется согласно рисунку 8. Непрерывной линией обозначены удлинения меридионального направления, штриховым пунктиром удлинения в направлении периметра.

При удлинениях в пределах 0,6 — 1,1% ( $6 - 10\,000 \cdot 10^{-6}$ ) в меридиональном направлении тензодатчики отделились, кривые экстраполированы пунктирными линиями. На рисунке видно, что в среде присоединения шейки к цилиндрическому кожуху ( $x=0$ ) возник пластичный шарнир шириной около  $\pm 8$  мм, что некоторыми авторами [2] уже раньше предполагалось, т. е. было наблюденно. Пластический шарнир

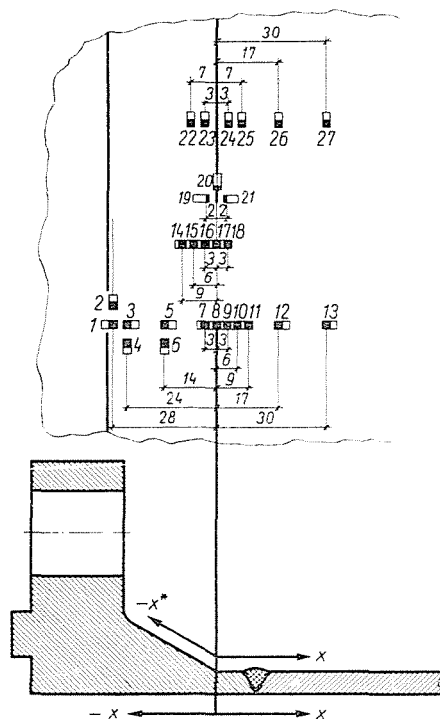


Рис. 8. Расположение тензодатчиков на фланце диаметром 600 мм.

появляется в месте максимального изгибного напряжения в меридиональном направлении. Здесь текучесть имеет, прежде всего, меридиональное направление; достойно внимания, что подальше от присоединения шейки фланца и цилиндра на цилиндрическом кожухе возникает еще и пластическая зона, причиной которой является большая местная напряженность в оболочке в направлении периферии. Текучесть здесь имеет перифериальное направление, а меридиональное удлинение как раз меняет знак.

По величине максимального упругого напряжения (рис. 7., 229, 3 Н/мм<sup>2</sup>), при давлении  $p=0,6$  МПа можно экстраполировать нагрузку, при которой условие осуществления упругого напряженного состояния уже не выполняется:

$$p^* = \frac{2\sigma_F}{\sigma} p = \frac{2 \cdot 270}{229} \cdot 0,6 = 1,413 \text{ МПа.}$$

При больших давлениях, повторяя сборку и нагрузку, может возникнуть явление накапливающейся пластической деформации.

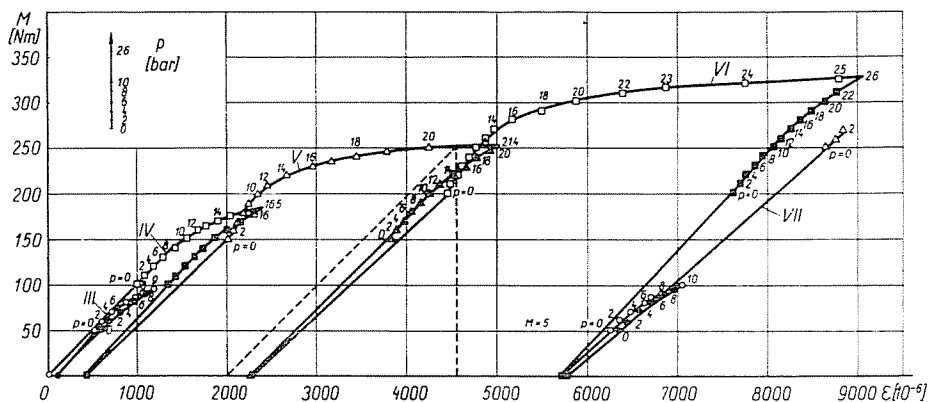


Рис. 9. Удлинения на меридиальном тензодатчике № 19 на фланце диаметром 600 мм.

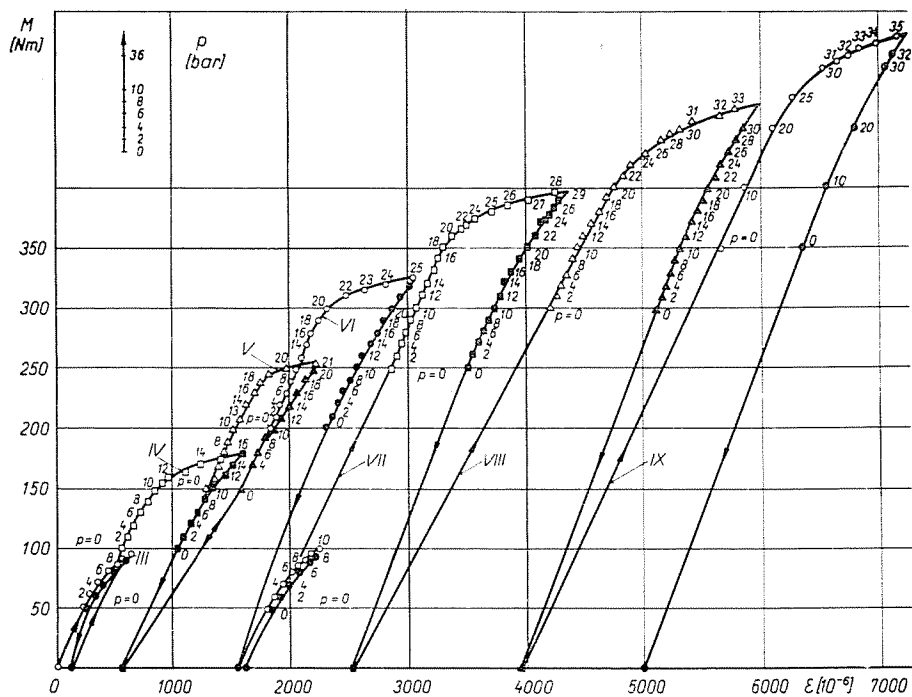


Рис. 10. Удлинения на тензодатчике периметрального направления № 25 на фланце диаметром 600 мм.

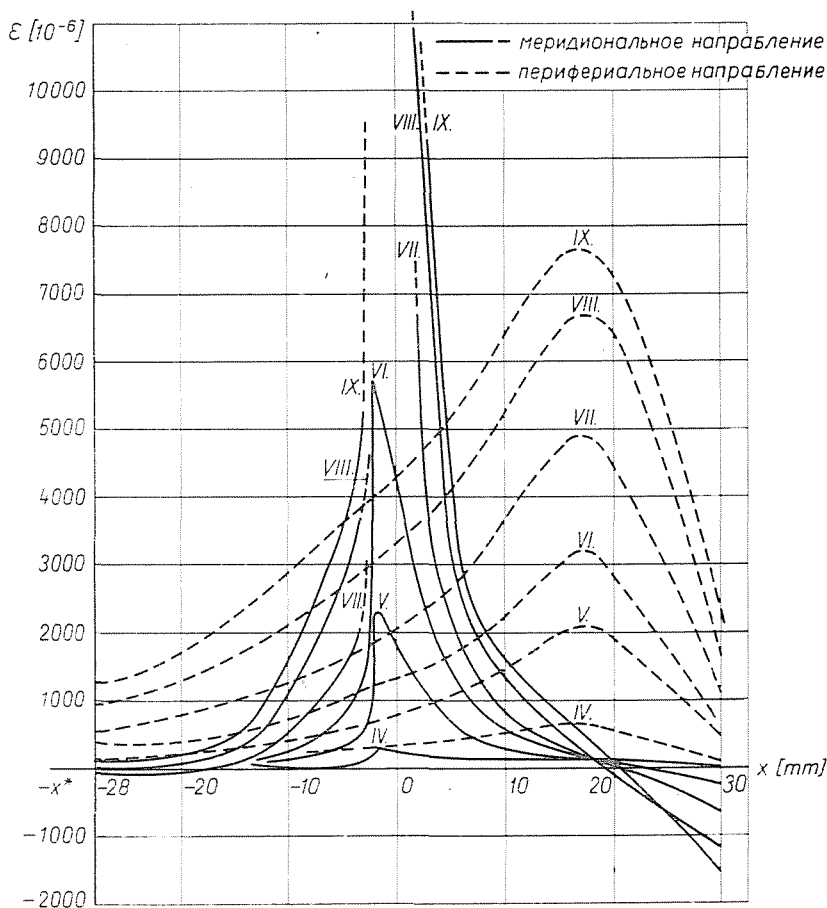


Рис. 11. Остаточные удлинения на циклах нагрузки IV—IX, на фланце диаметром 600 мм

### 7. Выводы — оценка несущей способности

На основании измерений можно установить, что методы расчета ([1], [3], [5], [8]), основанные на теории тонких оболочек, правильно отражают напряженное состояние фланца и шейки фланца. Измеренные напряжения в случае исследуемых отклонений больше расчетных.

Нашими исследованиями также подтверждается факт, известный из литературы [7], [4], что максимальные напряжения не определяют однозначно грузовую способность, которая в конечном итоге обозначает уплотняемость; безусловно необходимо также исследование упругого взаимодействия системы фланец — уплотнение — винтовое

закрепление. Это взаимодействие на испытуемых соединениях очень благоприятно, так как диаграммы болтового усилия согласно измерениям почти горизонтальны, значит, в состоянии сборки болтовое усилие не выше, чем в рабочем состоянии.

Исследование напряжений и удлинений показывает, что у присоединения шейки фланца к цилиндрическому кожуху образуется пластический шарнир, а подальше от него на цилиндрическом кожухе образуется пластический пояс.

Экстраполируя величины упругих напряжений на область максимальной несущей способности показывается, что изменение напряжения в два раза превышает предел текучести, поэтому в этой области не обеспечено условие происхождения упругого состояния.

Исследования дают основание для проверки, сопоставления разных методов расчета различных фланцев. На основании полученных нами результатов кажется так, что проверкой упругих напряжений нельзя пренебрегать.

Сопоставляя соединения диаметром 900 мм и 600 мм, очевидно большое подобие результатов. Несущая способность соединения диаметром 900 мм могла бы быть повышена увеличением количества болтов.

### Резюме

Расчет фланцевых соединений сосудов под давлением и трубопроводов с большим диаметром, независимо от исследований, проводимых уже десятилетия, выдвигает еще много проблем. Статья излагает результаты экспериментов по разработке новых венгерских расчетных стандартов и стандартов формы.

### Литература

1. WATERS, WESSTROM, ROSSHEIM, WILLIAMS: Formulas for Stresses in Bolted Flanged Connections. ASME Transactions, 1937. Reprint: Pressure Vessel and Piping Design. Collected papers 1927—1959. ASME, N.-Y., 1960
2. SCHWAIGERER, S.: Festigkeitsberechnung von Bauelementen des Dampfkessel-, Behälter- und Rohrleitungsbaues. Springer-Verlag, Berlin, 1961.
3. ASME Boiler and Pressure Vessel Code Section VIII, 1974.
4. WÖLFEL, J.—RÄBISCH, W.: Berechnung und Standardisierung von Flanschverbindungen. Chemische Technik, 27, 8 (Aug. 1975).
5. КГМИ 95 040—77. «Сосуды под давлением. Фланцевые соединения. Фланец прибора. Расчет прочности.» Отраслевой стандарт.
6. КГС 95 0041—76(МС 950041) «Сосуды под давлением. Сварные фланцы приборов из нелегированной стали. Номинальное давление 6—64 кг/см<sup>2</sup>. Размеры». Отраслевой стандарт. КГС 95044 Т (МС 05 95 0044—77) «Сосуды под давлением. Глухой фланец из нелегированной стали. Номинальное давление 2,5—64 кг/см<sup>2</sup>. Размеры». Отраслевой стандарт.

7. WESSTROM, D. E., BARGH, S. E.: Effect of Internal Pressure on Stresses and Strains in Bolted-Flanged Connection. ASME Transactions, 1951. (Reprint: 1.)
8. Численный метод для расчёта на прочность сосудов под давлением с помощью программы ЭВМ. Отчет об исследовании. Кафедра химического машиностроения и сельхоз. промышленности, Будапешт, 1977. Рукопись. (По венгерски)
9. Исследование прочности фланцев приборов химической промышленности ПУБ. Отчеты об исследованиях. Кафедра химического машиностроения и сельхоз. промышленности ПУБ, Будапешт 1977—78. Рукопись. (По венгерски)
10. РАЙС, П. Допустимые напряжения сосудов под давлением. GÉP, 30, No. 3 (Март, 1978). (По венгерски)

ст. преп. д-р Пал РАЙС (Dr. Pál REUSS)

асс. Аттила Сас (Attila SZÁSZ)

Будапештский Технический Университет

H-1521 Budapest