

2.5.6. ПЕРЕХІДНИКИ ДЛЯ БУРИЛЬНОЇ КОЛОНИ

Перехідники (рис. 2.125) призначені для з'єднання елементів бурильної колони з різьбами різних типів і розмірів, а також для під'єднання до бурильної колони інструментів.

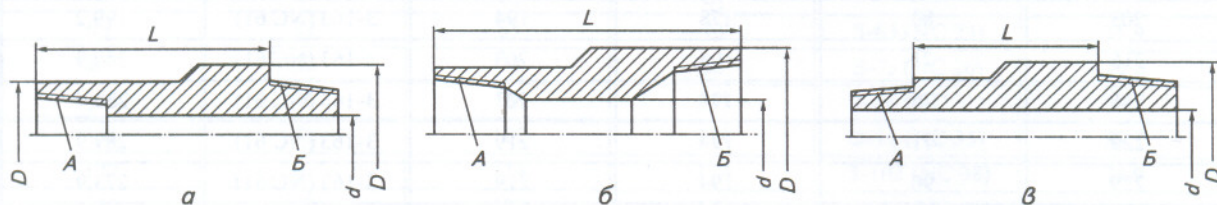


Рис. 2.125. Схеми переходників для бурильної колони:
а—типу П; б—типу М; в—типу Н

Перехідники перехідні, або перехідники запобіжні типу П призначені для переходу від різьби одного типу до різьби іншого типу, для з'єднання елементів бурильної колони різного діаметра, для під'єднання до бурильної колони інструментів.

Перехідники муфтові типу М призначені для з'єднання елементів бурильної колони, які закінчуються ніпелями.

Перехідники ніпельні типу Н призначені для з'єднання елементів бурильної колони, які закінчуються муфтами.

У табл. 2.168 наведені технічні характеристики переходників.

Таблиця 2.168

Технічні характеристики переходників

Типорозмір	Різьба		Довжина L, мм	Діаметр, мм		Маса, кг
	А	Б		зовнішній D	внутрішній d	
Перехідники перехідні (рис. 2.125,а)						
П-76/76	3-76	3-76	300	95	32	—
П-76/88		3-88	295	113	38	22
П-76/101		3-101	300	118	44	—
П-76/121		3-121	300	146	44	—
П-76/147		3-147	350	178	44	—
П-76/152		3-152	350	197	44	—
П-86/66	3-86	3-66	356	108	25	17
П-86/73		3-73	356	108	44	16
П-86/76		3-76	369	108	32	17
П-86/88		3-88	395	113	38	21
П-86/101		3-101	420	118	54	23
П-88/76	3-88	3-76	300	108	32	—
П-88/88		3-88	395	113	38	21
П-88/101		3-101	420	118	58	22
П-88/117		3-117	300	140	58	—
П-88/121		3-121	500	146	58	38
П-88/147		3-147	350	178	58	—
П-88/152		3-152	350	197	58	—
П-88/171		3-171	350	203	58	—

Типорозмір	Різьба		Довжина L, мм	Діаметр, мм		Маса, кг
	А	Б		зовнішній D	внутрішній d	
П-101/88	3-101	3-88	420	118	38	24
П-101/102		3-102	437	120	62	22
П-101/117		3-117	500	140	58	35
П-101/127		3-127	497	146	62	37
П-102/88	3-102	3-88	430	120	38	24
П-102/101		3-101	430	120	62	21
П-102/117		3-117	499	140	58	35
П-102/121		3-121	496	146	78	31
П-108/88	3-108	3-88	451	133	38	27
П-108/101		3-101	459	133	62	25
П-108/102		3-102	465	133	70	24
П-108/117		3-117	463	140	58	36
П-108/121		3-121	490	146	72	35
П-117/121	3-117	3-121	457	146	78	34
П-117/147		3-147	523	178	78	56
П-121/86	3-121	3-86	489	146	54	29
П-121/101		3-101	490	146	62	31
П-121/102		3-102	496	146	70	30
П-121/108		3-108	502	146	72	33
П-121/121		3-121	457	146	80	32
П-121/122		3-122	469	146	80	34
П-121/133		3-133	484	155	80	43
П-121/147		3-147	524	178	80	56
П-121/152		3-152	350	197	80	—
П-121/161		3-161	537	203	80	73
П-121/171		3-171	350	203	80	—
П-122/101	3-122	3-101	490	146	62	29
П-122/102		3-102	496	146	70	28
П-122/108		3-108	502	146	72	32
П-122/117		3-117	463	146	58	37
П-122/121		3-121	457	146	80	31
П-122/133		3-133	484	155	95	36
П-122/147		3-147	524	178	95	48
П-133/101	3-133	3-101	495	155	62	31
П-133/108		3-108	506	155	72	34
П-133/117		3-117	497	155	58	40
П-133/121		3-121	482	155	80	36
П-133/122		3-122	484	155	82	37
П-133/140		3-140	510	172	70	59
П-133/147		3-147	520	178	101	46
П-133/152		3-152	529	197	89	63
П-133/161		3-161	532	203	105	61

Типорозмір	Різьба		Довжина L, мм	Діаметр, мм		Маса, кг
	А	Б		зовнішній D	внутрішній d	
П-147/121	3-147	3-121	516	178	80	45
П-147/122		3-122	528	178	82	45
П-147/133		3-133	524	178	95	44
П-147/140		3-140	510	178	70	60
П-147/147		3-147	517	178	101	51
П-147/152		3-152	517	197	89	74
П-147/161		3-161	517	203	101	60
П-147/171		3-171	521	203	101	63
П-152/121	3-152	3-121	526	197	80	55
П-152/147		3-147	517	197	101	67
П-152/171		3-171	517	203	122	68
П-161/147	3-161	3-147	517	203	101	53
П-161/171		3-171	538	229	127	91
П-161/177		3-177	523	225	102	97
П-171/147	3-171	3-147	538	203	101	61
П-171/171		3-171	517	203	127	60
П-171/177		3-177	523	229	101	99
П-171/201		3-201	518	254	121	115
П-177/171	3-177	3-171	517	225	102	93
П-201/177	3-201	3-177	533	254	101	118
П-201/201		3-201	537	254	120	122
Перехідники муфтові (рис. 2.125,б)						
М-76/66	3-76	3-66	300	86	36	9
М-76/76		3-76	300	95	45	—
М-76/86		3-86	363	108	45	15
М-76/88		3-88	300	108	45	14
М-76/101		3-101	300	118	45	—
М-76/117		3-117	350	140	45	—
М-76/121		3-121	350	146	45	20
М-88/86	3-88	3-86	325	113	54	16
М-88/101		3-101	325	118	58	17
М-88/108		3-108	366	133	58	20
М-88/117		3-117	300	108	58	—
М-88/121		3-121	398	146	58	26
М-88/147		3-147	350	178	58	—
М-88/152		3-152	350	197	58	—
М-88/171		3-171	350	203	58	—
М-88/177		3-177	400	203	58	—
М-88/201		3-201	400	230	58	—

Типорозмір	Різьба		Довжина L, мм	Діаметр, мм		Маса, кг
	А	Б		зовнішній D	внутрішній d	
М-117/121	3-117	3-121	356	146	78	25
М-117/147		3-147	400	178	78	34
М-121/152	3-121	3-152	350	197	80	—
М-121/171		3-171	350	203	80	—
М-121/177		3-177	400	203	80	—
М-121/201		3-201	400	230	80	—
М-152/147	3-152	3-147	391	197	101	44
М-152/161		3-161	400	203	122	53
М-152/171		3-171	400	229	122	78
М-152/201		3-201	469	254	122	82
М-177/161	3-177	3-161	400	225	102	72
М-177/171		3-171	400	229	101	73
М-177/201		3-201	420	254	101	99
Перехідники ніпельні (рис. 2.125,в)						
Н-76/76	3-76	3-76	300	95	32	10
Н-88/88	3-88	3-88	350	108	38	—
Н-101/171	3-101	3-171	400	203	62	—
Н-121/121	3-121	3-121	525	146	80	36
Н-121/147		3-147	400	178	70	—
Н-121/171		3-171	400	203	70	—
Н-147/147	3-147	3-147	550	178	101	51
Н-147/152		3-152	550	197	89	70
Н-147/171		3-171	707	203	101	93
Н-171/177	3-171	3-177	550	225	101	94
Н-171/201		3-201	670	254	120	114

Примітка. Перехідники випускають праві і ліві. Матеріал — сталь 40ХН, твердість за Брінеллем 285—340 НВ.

Верхній перехідник штанговий (рис. 2.126,а) призначений для з'єднання ведучої труби з вертлюгом. *Нижній перехідник штанговий ведучої труби* (рис. 2.126,б) призначений для її з'єднання через запобіжний перехідник з бурильними трубами.

У табл. 2.169 наведені технічні характеристики перехідників ведучої труби.

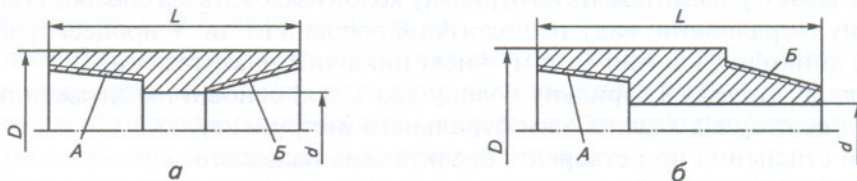


Рис. 2.126. Схеми перехідників для ведучих труб:
а—верхній перехідник штанговий; б—нижній перехідник штанговий
А—трубна різьба; Б—замкова різьба

Технічні характеристики переходників ведучої труби

Типорозмір	Сторона квадрата, мм	D, мм	Маса, кг	Різьба	
				А, ГОСТ 631—75	Б, ГОСТ 5286—75
Перехідники верхні (рис. 2.126,а)					
ПВ 65×3-76	65	95	10	73Л	3-76Л
ПВ 80×3-88	80	108	13	89Л	3-88Л
ПВ 112×3-121	112	146	23	114Л	3-121Л
ПВ 112×3-152	112	197	60	114Л	3-152Л
ПВ 112×3-171	112	203	48	114Л	3-171Л
ПВ 140×3-147	140	178	36	140Л	3-147Л
ПВ 140×3-152	140	197	55	140Л	3-152Л
ПВ 155×3-152	155	197	54	168Л	3-152Л
Перехідники нижні (рис. 2.126,б)					
ПН 65×3-76	65	95	9	73	3-76
ПН 80×3-88	80	108	12	89	3-88
ПН 112×3-117	112	140	18	114	3-117
ПН 112×3-121	112	146	22	114	3-121
ПН 112×3-133	112	155	24	114	3-133
ПН 140×3-140	140	178	30	140	3-140
ПН 140×3-147	140	178	35	140	3-147
ПН 155×3-152	155	197	50	168	3-152
ПН 155×3-171	155	203	39	168	3-171

Примітка. Перехідники виготовляються із сталі 40ХН, твердість за Брінеллем 285—340 НВ.

2.5.7. УМОВИ РОБОТИ БУРИЛЬНОЇ КОЛОНИ

На умови роботи бурильної колони впливає велика кількість факторів, найважливішими серед яких є:

величина і характер діючих навантажень, співвідношення між якими визначає напружений стан матеріалу труб;

наявність концентраторів напружень (різьбові з'єднання, поєднання елементів бурильної колони з різною жорсткістю і т. ін.);

корозійний вплив середовища, в якому перебуває бурильна колона (водневий показник, електричний потенціал, температура);

абразивна дія бурових розчинів і гірських порід на елементи бурильної колони;

коливальні процеси і резонансні явища в бурильній колоні.

Величини і характер навантажень на бурильну колону залежать від способу і глибини буріння, траєкторії і стану свердловини, виду технологічної операції і т. ін. У процесі буріння на колону діють статичні, динамічні і змінні (в тому числі циклічні) навантаження.

При *роторному бурінні* на бурильну колону діють такі основні навантаження:

осьові сили розтягу від власної ваги бурильного інструменту;

осьові сили стиснення при створенні навантажень на долото;

осьові динамічні (інерційні) сили при поздовжніх переміщеннях бурильної колони (спуско-підіймальні операції і т. ін.);

осьові сили опору і тертя при поздовжніх переміщеннях колони;

гідравлічні навантаження за рахунок дії гідростатичного і гідродинамічного тисків на бурильну колону;

згинаючі моменти в колоні труб на викривлених ділянках свердловини, а також при згині бурильної колони в процесі її обертання;

крутний момент, необхідний для обертання колони труб і підведення потужності на бурове долото;

динамічні навантаження при обертанні колони труб, спуско-підіймальних операціях, а також роботі долота;

динамічні поздовжні і поперечні навантаження при бурінні з плавучих засобів.

При бурінні з допомогою вибійних двигунів умови роботи бурильної колони полегшені, оскільки відсутнє її обертання. На бурильну колону діють ті самі навантаження, що і при роторному бурінні, за виключенням зумовлених обертанням колони труб.

При бурінні вибійними двигунами переважають статичні навантаження на бурильну колону (осьові розтягуючі і стискуючі сили, реактивний момент вибійного двигуна, згинаючі моменти на викривлених ділянках стовбура свердловини). Змінні складові згинаючих і крутних моментів є незначними. Динамічні складові осьових сил у наддолотній частині бурильної колони можуть досягати вагомих значень.

При турбінному способі підвищені гідравлічні навантаження на бурильну колону за рахунок перепаду тиску на турбобурі.

Корозійний вплив середовища, в якому перебуває бурильна колона, зводиться до зменшення показників міцності матеріалу труб та інших елементів бурильної колони. Труби з алюмінієвих сплавів кородують більше, ніж сталеві. Буріння у високоагресивних середовищах при наявності сірководню потребує застосування спеціальних сталей для виготовлення труб.

Вплив температури на роботу бурильних труб зумовлений, в основному, зміною механічних властивостей матеріалу труб, в тому числі зменшенням міцності. Розміцнення труб з алюмінієвих сплавів настає при температурі близько 120°C і з підвищенням температури різко збільшується. Інтенсивність зменшення міцності залежить від тривалості дії температури.

2.5.8. СТІЙКІСТЬ ФОРМ РІВНОВАГИ БУРИЛЬНОЇ КОЛОНИ

Бурильна колона під дією різних навантажень може втрачати *стійкість форми рівноваги*, тобто здатність пружної системи (бурильної колони) зберігати певну форму рівноваги під дією заданих навантажень. Ознакою нестійкості форми рівноваги, за концепцією Ейлера, є існування суміжної, тобто близької до вихідної, форми рівноваги при незмінних навантаженнях. При цьому вважається, що втрата стійкості зумовлена переходом системи до суміжної форми рівноваги, для чого достатньо нескінченно малого збурення.

Для оцінки стійкості бурильної колони користуються поняттям *критичного параметра* (як правило, навантаження на долото $P_{кр}$). Наприклад, при навантаженнях $P < P_{кр}$ низ бурильної колони буде зберігати єдину форму рівноваги, для якої вісь бурильної колони прямолінійна. При $P = P_{кр}$ має місце біфуркація, або розгалуження форм рівноваги, і при $P > P_{кр}$ стійкою буде суміжна форма, для якої вісь викривлена.

Стійкість бурильних колон вивчалась багатьма дослідниками, серед яких Л.С. Лейбензон, Р.І. Шищенко, С.І. Шищенко, Г.М. Саркісов, Ф. Віллерс, А. Лубінський, О.Є. Сароян, Є.Ф. Епштейн, С.А. Ширінзаде, В.Г. Григулецький та ін.

Оцінка стійкості бурильної колони здійснюється на основі розв'язку системи диференціальних рівнянь рівноваги бурильної колони під дією зовнішніх сил.

Найбільш загальні диференціальні рівняння поперечних переміщень бурильної колони одержані В.Г. Григулецьким при таких основних припущеннях:

бурильні труби моделюються вертикальним стержнем, який обертається у в'язкому середовищі і сприймає дію осьового навантаження, крутного моменту, сил інерції та ваги;

напружений стан бурильних труб при згині описується рівняннями лінійної теорії пружності.

У просторових декартових координатах рівняння поперечних переміщень низу бурильної колони записуються у вигляді:

$$\begin{cases} EI \frac{d^4 u}{dx^4} + M \frac{d^3 w}{dx^3} + (P - qx + \lambda_p) \frac{d^2 u}{dx^2} - q \frac{du}{dx} - \frac{q}{g} \omega^2 u = 0; \\ EI \frac{d^4 w}{dx^4} - M \frac{d^3 u}{dx^3} + (P - qx + \lambda_p) \frac{d^2 w}{dx^2} - q \frac{dw}{dx} - \frac{q}{g} \omega^2 w = 0, \end{cases} \quad (2.12)$$

де $u(x)$, $w(x)$ — проекції вектора поперечних переміщень як функція вертикальної координати x , що відраховується від долота;

EI — жорсткість поперечного перерізу колони труб на згин (E — модуль пружності матеріалу труб на розтяг або стиск, I — осьовий момент інерції поперечного перерізу труб);

M — крутний момент;

P — осьове навантаження (реакція вибою) на долото;

q — вага погонного метра труб;

$\lambda_p = \rho_p (v_t^2 S_t + v_{кп}^2 S_{кп})$;

ρ_p — густина бурового розчину;

S_t , $S_{кп}$ — відповідно площі поперечного перерізу внутрішньотрубного і затрубного простору;

v_t , $v_{кп}$ — середньоб'ємна швидкість течії бурового розчину в трубах і затрубному просторі;

ω — кутова швидкість обертання колони труб.

Дослідження розв'язку системи рівнянь (2.12) здійснюється в залежності від граничних умов на нижньому (долоті) і верхньому (вкладиші ротора) кінцях бурильної колони. Умови закріплення кінців бурильної колони мають відображати специфіку і конструктивні особливості долота і вкладишів ротора.

Якщо використовується шарошкове долото і над ним не встановлений опорно-центруючий елемент номінального діаметра, то нижній кінець можна вважати шарнірно опертим. При встановленні над долотом повнорозмірного опорно-центруючого елемента гранична умова на нижньому кінці приймається як для защемленої опори. Така сама гранична умова може бути прийнятою і для доліт стираючого типу. В окремих випадках для складних компоновок граничну умову на нижньому кінці записують як для пружного кріплення.

Умови кріплення верхнього кінця колони труб для значних їх довжин не справляють суттєвого впливу на величину критичних параметрів.

Для визначення граничних умов використовують також варіаційну постановку задачі стійкості (А.Х. Мірзаджанзаде, С.А. Ширінзаде, І.М. Аметов, В.Г. Григулецький).

Наприклад, для випадку шарнірної (долото) і защемленої (верхній кінець) опор граничні умови системи рівнянь (2.12) запишуться у вигляді

$$\begin{aligned} EI u''(0) - \frac{1}{2} M w'(0) &= 0, \quad u(0) = 0; \\ EI w''(0) + \frac{1}{2} M u'(0) &= 0, \quad w(0) = 0; \\ u(L) &= 0, \quad u'(L) = 0; \\ w(L) &= 0, \quad w'(L) = 0, \end{aligned} \quad (2.13)$$

де L — координата верхнього кінця колони труб.

Тут гранична умова на долоті записана на основі варіаційної постановки за В.Г. Григулецьким.

Для плоского згину колони труб під дією осьового навантаження і сил ваги система диференціальних рівнянь (2.12) вироджується при $M = 0$ у рівняння

$$EI \frac{d^4 u}{dx^4} + \frac{d}{dx} \left[(P - qx) \frac{du}{dx} \right] = 0. \quad (2.14)$$

Аналіз розв'язків рівняння (2.14) при відповідних граничних умовах дає змогу визначити критичні $P_{кр}$ навантаження на долото для оцінки стійкості плоскої форми рівноваги низу бурильної колони.

Приклад 2.6. Оцінимо стійкість плоскої форми рівноваги однорозмірної бурильної колони з допомогою рівняння (2.14). Використаємо безрозмірні величини $\bar{u} = u/m$, $\bar{x} = x/m$ та представимо рівняння (2.14) у вигляді

$$\frac{d^4 \bar{u}}{d\bar{x}^4} + \frac{d}{d\bar{x}} \left[(\beta - \bar{x}) \frac{d\bar{u}}{d\bar{x}} \right] = 0, \quad (2.15)$$

$$\text{де } m = \sqrt[3]{EI/q}, \quad \beta = \frac{Pm^2}{EI}.$$

У подальшому для спрощення опустимо риси зверху над u та x .

В.Г. Григульцьким показано, що загальний розв'язок диференціального рівняння (2.15) може бути поданим у вигляді

$$u(x) = C_0 + C_1 G(x - \beta) + C_2 H(x - \beta) + C_3 F(x - \beta), \quad (2.16)$$

$$\text{де } G(x) = \int_0^x Ai(\xi) d\xi;$$

$$H(x) = \int_0^x Bi(\xi) d\xi;$$

$$F(x) = \int_0^x Gi(\xi) d\xi;$$

$$Gi(x) = Bi(x) \left[\frac{1}{3} - G(x) \right] + Ai(x)H(x);$$

$Ai(x)$, $Bi(x)$ — функції Ейрі, які є фундаментальними розв'язками рівняння (2.15);

C_0 , C_1 , C_2 , C_3 — постійні інтегрування.

Розглянемо, наприклад, стійкість плоскої форми рівноваги бурильної колони для випадку, коли обидва кінці мають жорстке защемлення. Тоді граничні умови будуть такими:

$$\begin{aligned} u(0) &= 0, & u'(0) &= 0, \\ u(l) &= 0, & u'(l) &= 0. \end{aligned} \quad (2.17)$$

Тут l — безрозмірна координата верхнього кінця.

Підставимо рівняння (2.16) в граничні умови (2.17) і одержимо однорідну лінійну систему алгебраїчних рівнянь відносно постійних інтегрування:

$$\begin{cases} C_0 + C_1 G(-\beta) + C_2 H(-\beta) + C_3 F(-\beta) = 0; \\ C_0 + C_1 G(l - \beta) + C_2 H(l - \beta) + C_3 F(l - \beta) = 0; \\ C_1 Ai(-\beta) + C_2 Bi(-\beta) + C_3 Gi(-\beta) = 0; \\ C_1 Ai(l - \beta) + C_2 Bi(l - \beta) + C_3 Gi(l - \beta) = 0. \end{cases} \quad (2.18)$$

Для існування ненульових розв'язків системи (2.18) необхідно і достатньо, щоб її головний визначник був рівний нулю:

$$\begin{vmatrix} 1 & G(-\beta) & H(-\beta) & F(-\beta) \\ 1 & G(l - \beta) & H(l - \beta) & F(l - \beta) \\ 0 & Ai(-\beta) & Bi(-\beta) & Gi(-\beta) \\ 0 & Ai(l - \beta) & Bi(l - \beta) & Gi(l - \beta) \end{vmatrix} = 0. \quad (2.19)$$

Рівняння (2.19) визначає залежність безрозмірних критичних навантажень β_i ($i = 1, 2, \dots$) i -го порядку від безрозмірної довжини колони труб l . Аналогічно (2.19) можуть бути одержані рівняння для знаходження критичних навантажень при різних граничних умовах на кінцях колони труб.

Оскільки рівняння виду (2.19) не мають аналітичних розв'язків відносно β , то для оцінки критичних навантажень користуються наближеними формулами. Ці формули одержані для випадку великої довжини колони труб $l \rightarrow \infty$ або у вигляді емпіричних залежностей від безрозмірної довжини.

Для граничних умов (2.17) перші три критичні навантаження для колони труб великої довжини відповідно дорівнюють:

$$\beta_1 = 2,3381, \quad \beta_2 = 4,0879, \quad \beta_3 = 5,5206.$$

Залежність критичного навантаження першого порядку від безрозмірної довжини колони труб може бути оцінена за формулою Є.В. Шеберстова

$$\beta_1 = 2,3381 + \frac{3,289}{\ln l}.$$

У розмірному вигляді критичні навантаження визначаються як

$$P_{\text{кри}} = \beta_1 \frac{EI}{m^2},$$

$$P_{\text{кри}} = \left(2,3381 + \frac{3,289}{\ln(L/m)} \right) \frac{EI}{m^2},$$

де L — довжина колони труб.

У табл. 2.170 для прикладу наведені технічні характеристики ОБТ, необхідні для оцінки критичних навантажень.

Таблиця 2.170

Технічні характеристики ОБТ за даними В.Г. Григулецького

Діаметр труби, мм		Вага 1 м труб q , Н/м	Жорсткість на згин EI , кН·м ²	$m = \sqrt[3]{\frac{EI}{q}}$, м
зовнішній	внутрішній			
95	38	470	820	12,04
108	45	590	1360	13,21
114	45	680	1700	13,57
121	50	750	2100	14,09
133	64	840	3108	15,47
146	75	970	4326	16,46
159	80	1160	6280	17,55
178	80	1560	9920	18,53
178	90	1450	9666	18,81
203	90	2030	16830	20,24
203	100	1920	15590	20,52
229	90	2730	27615	21,63
254	127	2960	40225	23,85
273	100	3980	56200	24,17
273	127	3600	54550	24,75

Для граничних умов, що відповідають шарнірному закріпленню кінців

$$u(0) = 0, \quad u''(0) = 0;$$

$$u(l) = 0, \quad u''(l) = 0,$$

критичні навантаження для великої довжини колони труб дорівнюють:

$$\beta_1 = 1,0188, \quad \beta_2 = 3,2480, \quad \beta_3 = 4,8200.$$

Наближена залежність критичного навантаження першого порядку від довжини колони труб

$$\beta_1 = 1,0188 + \frac{2,238}{\ln l}.$$

Для граничних умов, що відповідають шарнірному і жорсткому защемленню кінців

$$u(0) = 0, \quad u''(0) = 0;$$

$$u(l) = 0, \quad u'(l) = 0,$$

критичні навантаження для колони труб великої довжини аналогічні попередньому випадку, тобто:

$$\beta_1 = 1,0188, \quad \beta_2 = 3,2480, \quad \beta_3 = 4,8200.$$

Отже, для колон труб великої довжини характер закріплення верхнього кінця не впливає на критичні навантаження. Наближена залежність критичного навантаження першого порядку від довжини колони труб в даному випадку має вигляд

$$\beta_1 = 1,0188 + \frac{2,3381}{\ln l}.$$

Для граничних умов, що відповідають пружному защемленню кінців

$$u(0) = 0, \quad u''(0) - \alpha_n u'(0) = 0;$$

$$u(l) = 0, \quad u''(l) - \alpha_n u'(l) = 0,$$

критичні навантаження для колон труб великої довжини залежать від величини коефіцієнта α_n защемлення на нижній опорі. У табл. 2.171 наведені критичні навантаження першого порядку в залежності від величини α_n (за розрахунками В.Г. Григулецького). З табл. 2.171, зокрема, впливають граничні значення β_1 при $\alpha_n = 0$ (шарнірна опора) та $\alpha_n \rightarrow \infty$ (жорстке защемлення).

Таблиця 2.171

Вплив коефіцієнта защемлення α_n на критичні навантаження першого порядку для колон труб великої довжини

α_n	0	0,20	0,34	0,49	0,68	0,88	1,50	2,72	7,15	∞
β_1	1,02	1,20	1,30	1,40	1,50	1,60	1,80	2,00	2,20	2,34

При спільній дії крутного моменту, осьового навантаження і сил ваги критичні навантаження або момент оцінюють з допомогою різних наближених формул.

Для защемленого і шарнірного закріплення нижнього кінця колони труб великої довжини В.Г. Григулецький рекомендує оцінювати критичні навантаження і момент першого порядку відповідно за формулами

$$\left(\frac{Mm}{2EI} \right)^2 + \frac{Pm^2}{EI} = 2,3381, \quad (2.20)$$

$$\left(\frac{Mm}{2EI} \right)^2 + \frac{Pm^2}{EI} = 1,0188, \quad (2.21)$$

де M — крутний момент.

О.Є. Сароян для оцінки критичного осьового навантаження, яке створюється безпосередньо власною вагою колони труб, пропонує використовувати загальну формулу у вигляді

$$P_{кр1} = (1,90 \dots 3,35) \sqrt{EI(q - q_p - \Delta_T F_v - \Delta_K F_K)^2 - \Delta p_d F_d - \rho_p (F_v v_v^2 + F_K v_K^2)} - \frac{M^2}{4EI}, \quad (2.22)$$

де q_p — вага рідини в об'ємі одиниці довжини колони труб;

Δ_T, Δ_K — гідравлічні втрати на одиниці довжини труб та кільцевого простору;

F_v, F_K, F_d — відповідно площі перерізів каналів труб, кільцевого простору і промивних отворів долота;

Δp_d — перепад тиску на долоті;

ρ_p — густина бурового розчину;

v_v, v_K — середньооб'ємні швидкості течії розчину відповідно в трубах і кільцевому просторі.

Коефіцієнти 1,90...3,35, на думку О.Є. Сарояна, можуть бути прийнятими мінімальними для застосовуваних довжин ОБТ в залежності від можливих граничних умов на долоті.

Спільний вплив осьового навантаження, сил ваги, крутного моменту та відцентрових сил на стійкість низу бурильної колони оцінюється формулами О.Є. Сарояна і Г.М. Саркісова.

За даними О.Є. Сарояна, критична кутова швидкість обертання бурильної колони визначається

$$\omega_{кр} = \frac{\pi n}{L} \sqrt{\left[\frac{EI\pi^2 n^2}{L^2} \pm P - \frac{L}{2} (\pm q - q_0) - P_0 - \frac{8M^2}{EI} \right] \frac{g}{q}}, \quad (2.23)$$

де n — кількість півхвиль на довжині L бурильної колони;

P — кінцева розтягуюча сила;

$q_0 = (\rho_p g + \Delta_k) F_k - (\rho_p g - \Delta_t) F_b$;

$P_0 = \Delta p_d F_d + \rho_p (F_b v_b^2 + F_k v_k^2)$;

У формулі (2.23) знак «+» приймають для розтягнутої колони, а «-» — для стиснутої. При оцінці $\omega_{кр}$ сила P може бути прийнятою вазі ОБТ до передавання навантаження на вибій і буде дорівнювати нулю після навантаження долота вагою ОБТ.

При розрахунку бурильної колони на міцність необхідно знати довжину півхвилі, яка визначається, в основному, відцентровими силами та власною вагою колони труб. Тому із наближенням до гирла свердловини довжина півхвилі l_n збільшується. Для визначення l_n найчастіше користуються формулою Г.М. Саркісова

$$l_n = \frac{\pi}{\omega} \sqrt{\frac{1}{2} g z + \sqrt{\frac{1}{4} g^2 z^2 + \frac{EI \omega^2 g}{q}}}, \quad (2.24)$$

де z — відстань від нейтрального перерізу (для розтягнутої частини $z > 0$, а стиснутої — $z < 0$).

Оцінка впливу температури на стійкість форм рівноваги нижньої частини колони обсадних труб може бути подана величиною критичного перепаду температур $\Delta T_{кр}$ (за рахунок нагрівання). Для защемлених кінців колони труб критичні умови першого порядку можна оцінити за формулою

$$\Delta T_{кр} = \frac{I}{\alpha_t F_t m^2} \left[2,3381 + \frac{3,289}{\ln(L/m)} \right], \quad (2.25)$$

для шарнірних

$$\Delta T_{кр} = \frac{I}{\alpha_t F_t m^2} \left[1,0188 + \frac{2,238}{\ln(L/m)} \right], \quad (2.26)$$

для нижнього шарнірно закріпленого і верхнього защемленого

$$\Delta T_{кр} = \frac{I}{\alpha_t F_t m^2} \left[1,0188 + \frac{2,3381}{\ln(L/m)} \right], \quad (2.27)$$

де α_t — коефіцієнт лінійного температурного розширення матеріалу труби (для сталі $\alpha_t = 1,3 \cdot 10^{-7} \text{ K}^{-1}$);

F_t — площа поперечного перерізу труби.

Формули (2.25)–(2.27) записані при відсутності розвантаження колони труб на вибій.

Відомі також оцінки стійкості колон труб з урахуванням впливу ОЦЕ (В.Г. Григулецький), ступінчастості колон труб (О.Є. Сароян).