

Визначимо розподіл зусиль між гілками каната на ділянці його взаємодії з основним барабаном (рис. 2).

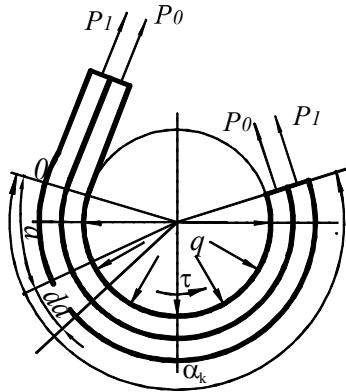


Рис. 2. Розрахункова схема навантаження канату на основному барабані

Нехай дві гілки каната огинають барабан на куті  $\alpha_k$ . Згин на барабані каната навантаженого зусиллям розтягування зумовлює його тиск на барабан розподіленим зусиллям інтенсивності  $q$ . Поміж барабаном та пакетом гілок канату діє розподілена сила тертя інтенсивності  $\tau$ . Поміж гілками канату також діє розподілена сила тертя.

Введемо кутову координату  $\alpha$  з початком в перетині початку дуги контакту каната з барабаном - точка  $O$ . Гілкам каната надамо номери 0 і 1. Нульовою гілкою вважатимемо гілку ближню до барабана. За межами дуги контакту сили в гілках каната не змінюються, оскільки вони не взаємодіють ні між собою, ні з елементами конструкції. Граничні умови в цьому випадку мають вигляд:

$$P_{0,\alpha=0} + P_{1,\alpha=0} = P, \tag{1}$$

$$P_{0,\alpha=\alpha_k} = P_{1,\alpha=\alpha_k}. \tag{2}$$

Всі троси гумотросового каната по його ширині на ділянці взаємодії з причіпним пристроєм знаходяться практично в рівних умовах деформування. Тому розглянемо деформацію умовного каната - з одним тросом. Знехтуємо зміною товщини каната в наслідок навантаження розподіленим зусиллям  $q$ . Припустимо, що переміщення тросів відбуваються уздовж них самих.

Двома січними площинами, розташованими під кутом  $d\alpha$  виріжемо елементарні відрізки з двох гілок канату. Прийmemo гіпотезу Кулона про лінійну залежність сили тертя від величини нормального тиску. Сформулюємо умови рівноваги елементарних відрізків гілок канату:

$$\frac{dp_0}{d\alpha} + f_0(p_0 + p_1) - f_1 p_1 = 0, \tag{3}$$

$$\frac{dp_1}{d\alpha} + f_1 p_1 = 0, \tag{4}$$

де  $f_0, f_1$  - коефіцієнти тертя каната по поверхні взаємодії каната з барабаном і гілок каната при взаємодії між собою.

Розв'язки рівнянь (3, 4) з урахуванням граничних умов (1, 2) відповідають закону Ейлера та мають вигляд

$$p_0 = P \left[ e^{-f_0 \alpha} - \frac{e^{f_0(\alpha_k - \alpha)} - f_1 \alpha_k}{2} \right], \tag{5}$$

$$p_1 = P \frac{e^{f_0(\alpha_k - \alpha)} - f_1 \alpha_k}{2}. \tag{6}$$

Навантаження ближньої до барабана гілки канату відповідно до залежності (5) в перетині  $\alpha=0$  істотно залежить від співвідношення значень коефіцієнтів тертя. В ній може діяти зусилля:

- а) стискання, якщо  $e^{(f_0 - f_1)\alpha_k} > 2$ ;
- б) рівне  $0,5P$  за умови  $f_0 = f_1$ ;
- в) менше ніж  $0,5P$ , якщо  $f_0 < f_1$ .

Розглянувши залежність (6) можна зробити ряд висновків стосовно характеру навантаження дальньої від барабана гілки каната:

- а) в ній виникають тільки зусилля розтягу;
- б) в перетині набігання на барабан ( $\alpha=0$ ) вона навантажена зусиллям  $p_1 = P \frac{e^{(f_0 - f_1)\alpha_k}}{2}$ , яке, залежно від співвідношення коефіцієнтів тертя може бути і більшим і меншим за  $0,5P$ ;
- в) в перетинах поміж двома барабанами - основним та врівноважувальним вона навантажена зусиллям розтягування удвічі меншим в порівнянні із зусиллями визначеними за законом Ейлера у разі огинання барабану однією гілкою канату. Останнє обумовлено наявністю відхилювального барабана в конструкції причіпного пристрою.

Результати аналізу виразів (5) та (6) підтверджуються графічними залежностями внутрішніх зусиль в гілках канату в перерізі  $\alpha=0$  при коефіцієнті тертя  $f_1=0,5$  (рис. 3). На рисунку показані залежності для нульової та першої гілки, відповідно а та б.

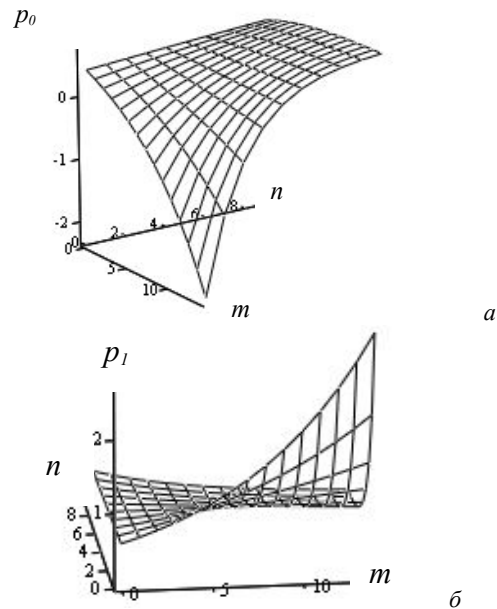


Рис. 3. Залежності внутрішніх зусиль в гілках каната в перерізі  $\alpha=0$  від кута охоплення барабана канатом  $\alpha = \frac{(m+1)}{10} \pi$  і від значення коефіцієнта тертя  $f_0 = \frac{(n+1)}{10}$  : а) для гілки ближньої до барабана, б) для гілки дальньої від барабана.

Графік (рис. 3 а) вказує на те, що зусилля в неробочій гільці приєднаній до робочої затискувачами може мати різні знаки – вона може бути натягнена або стиснута. Останнє реально не можливе через те, що канат, як гнучкий тяговий орган, при стисканні втрачає сталу форму. І внутрішнє зусилля в ньому практично відсутнє. Відповідно в робочій гільці неможливо зростання зусилля розтягу понад  $P$  (рис. 3 б). Вказана невідповідність реальних властивостей канату та прийнятого рішення не впливає на закономірності, що реалізуються в канаті на причіпному пристрої для випадку відсутності стискання канату. А у разі теоретичного стискання, в гілках канату діють зусилля які відповідають випадку рівності нулю зусилля в неробочій гільці.

На рисунку 4 показано графік залежності зусиль в гілках канату в перерізі  $\alpha = \alpha_k$  для тих самих умов, що побудовано графіки (рис. 3).

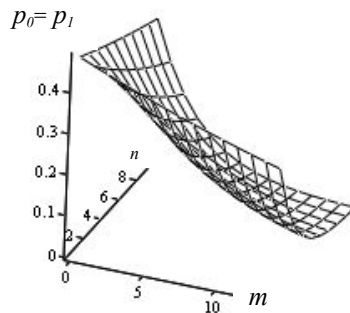


Рис. 4. Залежності внутрішніх зусиль в гілках канату в перерізі  $\alpha = \alpha_k$  від кута охоплення барабана канатом  $\alpha_k = \frac{(m+1)}{10} \pi$  і від значення коефіцієнта тертя

$$f_0 = \frac{(n+1)}{10}$$

Графічні залежності побудовані для коефіцієнта тертя  $0,1 \leq f_0 \leq 1$  та кута згину каната на барабані  $0,1\pi \leq \alpha_k \leq 1,5\pi$ . З аналізу графіків видно, що при значеннях коефіцієнту тертя  $f_0 \leq 0,5$  та  $\alpha_k \leq \pi$  гілки канату навантажені силами розтягу, а зусилля в гілках канату в перерізі  $\alpha = \alpha_k$  не перевищують 20 % робочого навантаження. Такий характер розподілу сил зберігається й за умови, що  $f_1 = 1$ , тобто реалізується в межах реальних значень коефіцієнтів тертя, відповідно, має місце в реальних конструкціях причіпних пристроїв.

Канат до ділянки взаємодії з причіпним пристроєм навантажений максимальним зусиллям  $P$ . Затискувачі слугують для утримання неробочої гілки каната. Зусилля затискування ускладнює напружено-деформований стан канату та робить місце його встановлення більш небезпечним з умови міцності та довговічності. Зусилля затискання, через реологічні властивості матеріалу, може зменшуватися з часом та призводити до критичного зменшення сили зчеплення між гілками канату. Ця особливість може спричинити аварійне відєднання судини від канату.

Для зменшення негативного впливу затискувачів на напружений стан канату, надійність причіпних пристроїв доцільно, щоби зусилля в неробочій гільці було невеликим. Отже доцільне забезпечення умови  $f_0 \geq f_1$ . Для встановлення умови рівності нулю зусилля у

неробочій гільці канату прирівняємо нулю зусилля  $P_0$  (5) в перерізі  $\alpha = 0$  та отримаємо залежність

$$e^{(f_0 - f_1)\alpha_k} = 2. \quad (7)$$

Візьмемо логарифми від лівої та правої частин залежності (7). Врахуємо, що для реальної конструкції причіпного пристрою кут огинання барабана канатом лежить у межах  $\alpha_k = (1 + 1,5)\pi$ . Визначимо значення коефіцієнту тертя канату по поверхні барабана при якому неробоча гілка не буде навантажена. Врахуємо те, що канат не сприймає зусиль стискання то значення коефіцієнту тертя канату по поверхні основного барабана для кута контакту каната та барабана  $\alpha_k = (1 + 1,5)\pi$  має задовольняти умові

$$f_0 \geq 0,221 + 0,147 + f_1. \quad (8)$$

Відзначимо, що залежність отримана для випадку, що неробоча гілка до робочої гілки приєднана зі сторони барабана. Відомо, що коефіцієнти тертя залежать від багатьох факторів і можуть змінюватися навіть в процесі експлуатації то встановлення затискувачів обов'язкове незалежно від величини внутрішнього зусилля в неробочій гільці каната.

Звернемо увагу на те, що у разі жорсткого приєднання врівноважувального барабана до тяги (рис. 1) значно зростає кут тертя канату по барабанам. Відповідно зростає сила зчеплення каната з причіпним пристроєм. Але, об'єктивно, зовнішній шар канату може мати більше провисання ніж внутрішній. На початку підйому вантажу, під час вибирання слабину канату, першою вибереться слабину внутрішньої гілки. Через тертя на барабанах, зусилля її натягнення буде більшим за зусилля у зовнішній гільці. В такому разі затискувачі 4 мають забезпечити передачу зусилля від робочої гілки канату до неробочої чим суттєво зменшиться надійність причіпного пристрою. Відповідно, жорстке приєднання врівноважувального барабана до тяги не прийнятне.

## Висновки

1. Навантаження гілки дальньої від барабана в перетині набігання на барабан істотно залежить від співвідношення значень коефіцієнтів тертя канату по барабану та тертя між гілками канату. В ній може діяти зусилля: а) стиснення, якщо  $e^{(f_0 - f_1)\alpha_k} > 2$ ; б) рівне  $P$  за умови  $f_0 = f_1$ ; в) менше ніж  $P$ , якщо  $f_0 < f_1$ .
2. В конструкції причіпного пристрою доцільно забезпечити виконання умови  $f_0 \geq f_1$ .
3. Для мінімізації зусилля в неробочій гільці канату в перерізі його приєднання до робочої має виконуватися залежність  $f_0 \geq 0,221 + 0,147 + f_1$ .
4. Неробочу гілку до робочої гілки треба приєднувати з боку барабана.
5. Зусилля в гілках канату, що взаємодіють з врівноважувальним барабаном не перевищують 20% робочого навантаження.
6. Врівноважувальний барабан треба розраховувати на міцність з навантаження, що дорівнює 40% робочого навантаження канату. Його діаметр треба обирати з умови, що канат навантажено зусиллям в п'ять раз меншим за робоче навантаження.
7. Жорстке приєднання врівноважувального барабана до тяги причіпного пристрою не прийнятне.