

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ УКРАЇНИ

ОДЕСЬКИЙ ІНСТИТУТ ІНЖЕНЕРІВ МОРСЬКОГО ФЛОТУ

На правах рукопису

НИКИФОРОВ КРІЯ ОЛЕКСАНДРОВИЧ

УДК 621.225.2

ОПІР УТОМЛЕНОСТІ ШПОНКОВО-ПРЕСОВИХ З'ЄДНАНЬ
ГРЕБНИХ ВАЛІВ МОРСЬКИХ СУДЕН

Спеціальність 05.08.05 - Суднові енергетичні установки та їх
елементи (головні та допоміжні)

А В Т О Р Е Ф Е Р А Т

дисертації на здобуття наукового ступеня
кандидата технічних наук

Одеса 1994



00756406 (S) укопія

Робота виконана в Одеському інституті інженерів морського флоту.

Науковий керівник - доктор технічних наук, професор,
академік ТАНУ, М. В. Олійник

Офіційні опоненти - доктор технічних наук, професор
В. С. Семьонов;
- кандидат технічних наук, доцент
В. П. Мурашко.

Провідна організація - Одеський судноремонтний завод "Україна"

Захист відбудеться "23" червня 1994 року о _____ годині
на засіданні спеціалізованої ради К 101.04.03 Одеського інституту
інженерів морського флоту (270029, м. Одеса, вул. Мечникова, 34).

З дисертацією можна ознайомитися в бібліотеці Одеського
інституту інженерів морського флоту.

Просимо Вас взяти участь у засіданні ради або прислати
підписаний та завірений відаєив у двох екземплярах за визначеною
адресою.

Автореферат розісланий " ____ " _____ 1994 р.

Учений секретар
спеціалізованої ради
к. т. н., доцент

Л. В. Князев

ЛНБ ім. В. Стефаніка
АН України

АВ - 30.06.1

АКТУАЛЬНІСТЬ ТЕМИ

Шпонково-пресові з'єднання гребних пристроїв морських суден, які є відповідальними з'єднаннями, відносяться до типу конічних з'єднань з гарантованим натягом, що одержали вельми широке розповсюдження не тільки в суднобудуванні, але і в машинобудуванні в цілому.

Руйнування, що зустрічаються, з'єднань такого типу звичаєво пов'язані з важкими наслідками. Тому підвищення надійності з'єднань, зокрема рівня безвідмовної роботи, є актуальним завданням.

Аналіз експлуатаційних поломок свідчить про те, що вали у з'єднаннях виходять з ладу внаслідок утомленості їх матеріалу в перерізах, близьких до торцевих площин оховаючої деталі (маточини). Процес утомленості в даному випадку супроводжується і інтенсифікується побічним явищем, пов'язаним з мікропереміщеннями контактуючих поверхонь і зумовленою цим роботою тертя. В результаті у з'єднанні виникає фретинг-процес, який приводить до утворення мікротріщин утомленості при напруженнях, значно менше тих, за яких виникають тріщини при відсутності фретингу.

Із сказаного випливає, що оскільки фретинг-процес неусувний (жорсткості спряжених деталей, як правило, різні), для зменшення його шкідливого впливу необхідно при збереженні навантажувальної здатності з'єднання зменшити роботу тертя на спряжених поверхнях біля країв з'єднання. Цього можна досягти, відмовившись від традиційних уявлень про розподіл контактних тисків уздовж з'єднання, зокрема, вздовж робочої поверхні шпонки, і перейшовши до більш оптимальних форм їх розподілу, коли тиск біля країв був би знижений, а в серединній частині з'єднання - підвищений. В результаті відповідного конструктивно-технологічного рішення може бути досяжним забезпечення потрібного закону розподілу контактних тисків у з'єднанні. А це визначає можливість забезпечення багатократного підвищення довговічності валів в конічних з'єднаннях з натягом в цілому і з'єднаннях гребних пристроїв морських суден зокрема, що обіцяє значний економічний ефект.

Мета роботи полягала у створенні методики оцінки працездатності з'єднань гребних валів з гребними гвинтами морських суден, здійснюваних за допомогою гарантованого натягу на спряжених конічних поверхнях з'єднання з одночасним застосуванням шпонки або без неї.

Наукова новизна полягає у виявленні та обґрунтуванні таких положень. Неможливість уникнути фретинг-процесу на спряжених поверхнях з'єднань з гарантованим натягом типу "вал-маточина" при їх циклічному навантаженні крутячим моментом. Активність фретинг-процесу залежить від комплексу факторів: схеми навантаження з'єднання, місця знімання крутячого моменту на тілі маточини, жорсткості деталей, які утворюють з'єднання та ін. Всі ці фактори, проявляючись в різній мірі, в кінцевому рахунку впливають на роботу тертя при локальному зсуві спряжених поверхонь, яка є основною причиною ініціювання фретинг-процесу. Варіюючи технологічними та конструктивними рішеннями при проектуванні з'єднань, можна досягти мінімальної роботи тертя, і отож, уповільнення фретинг-процесу, що дозволить істотно підвищити опір утомленості вала і всього з'єднання в цілому.

Практична цінність роботи полягає в досягненні суттєвого підвищення працездатності відповідальних з'єднань типу "вал-маточина", до яких відноситься з'єднання гребного гвинта і гребного вала, яке забезпечується при конструюванні або модернізації з'єднань, що вже знаходяться в експлуатації. Модернізація гребного пристрою, яка не потребує значних матеріальних витрат, дозволяє збільшити міжремонтний період судна в 1,5-2 рази за рахунок збільшення напрацювання ходових годин, яке регламентує чергове докування судна з розбиранням гребного пристрою, вийманням гребного вала та його оглядом.

Реалізація результатів роботи.

Результати роботи впроваджені на Одеському судноремонтному заводі "Україна" при ремонті гребного пристрою т/х "Октябрьская революция" з діаметром гребного вала 560 мм. Річний економічний ефект складав 180 тисяч карбованців за цінами 1990 року.

Апробація роботи. Основні результати роботи доповідались і одержали схвалення на обласній науково-технічній конференції "Шляхи збереження ресурсів в XII п'ятиріччі" (Одеса, 1986 р.), на V Всесоюзній науково-технічній конференції "Роль молодих конструкторів та дослідників хімічного машинобудування в реалізації цільових комплексних програм, направлених на прискорення науково-технічного прогресу в галузі" (Северодонецьк, 1986 р.); на XI республіканській науково-технічній конференції з проблем будівництва та машинобудування (Нальчик, 1987 р.); на республіканській науково-технічній конференції "Перспективні напрямки створення нових конструкцій" (Краматорськ, 1987 р.); на

Всесвітній науково-технічній конференції "Конструктивно-технологічні методи підвищення надійності" (Тула, 1988 р.); на науково-технічних конференціях професорсько-викладацького складу та наукових співробітників ОІМФ в 1991, 1992, 1993 роках.

П у б л і к а ц і ї. Зміст дисертаційної роботи відображений в дев'яти наукових статтях, двох звітах з НДР та трьох авторських свідоцтвах.

О б с я г. Дисертація складається з чотирьох глав, заключення та додатків, містить 155 сторінок, включаючи 42 рисунка, 20 таблиць та список літератури з 81 найменування.

О С Н О В Н И Й З М І С Т Р О Б О Т И

В першій главі показана актуальність теми, викладені основні положення, які виносяться на захист. Проведено огляд та аналіз особливостей роботи гребного пристрою судна, як типового представника конічних з'єднань з гарантованим натягом. Розглянуті деякі питання несучої спроможності технологічності, міцності з'єднання. Показаний вплив різних факторів на працездатність з'єднання. Розкрита роль фретинг-процесу в опорі утомленості вала в гребному пристрої судна. Сформульовані завдання дослідження:

1. Виявити основні фактори, які впливають на опір утомленості валів у з'єднаннях з натягом.
2. Визначити конструктивні та технологічні шляхи управління несучою спроможністю з'єднань.
3. Експериментально підтвердити можливість істотного підвищення довговічності з'єднань в запропонованих конструкціях у порівнянні з традиційними і уточнити їх розрахунок.

У другій главі розглянуті найбільш перспективні шляхи конструктивно-технологічних рішень конічних з'єднань з гарантованим натягом. Висвітлені питання вибору основних геометричних розмірів та їх співвідношень при конструюванні, розглянуті фактори, що впливають на геометричні співвідношення у з'єднанні. Відображена роль різноконусності поверхні спряження вала і маточини, а також вплив розташування фланця на тілі маточини на розподіл крутячого моменту по довжині з'єднання. Проведений огляд основних методів збирання-розбирання конічних з'єднань з натягом, що застосовуються на даний час. Виявлені переваги та недоліки того чи іншого засобу збирання з'єднання та

фактори, що необхідно враховувати при конструюванні.

У третій главі приведені обґрунтування та особливості проведення експериментів зі шпонково-пресовими з'єднаннями, спрямованих на підтвердження ефективності запропонованих конструктивних заходів по підвищенню опору утомленості валів у з'єднаннях. Обґрунтована необхідність моделювання з'єднань такого типу, що пов'язано з неможливістю проведення натурних досліджень з'єднань (діаметр гребного вала великотоннажного судна досягає 600 мм і більше). Показано, що застосування моделювання дозволяє врахувати ефекти концентрації напружень і масштабний, знизити загальну похибку, яка нагромаджується в процесі експерименту. Описані моделі з'єднань для тензOMETричних досліджень по вивченню розподілу навантаження по довжині спряжених поверхонь під дією крутячого моменту. Приведена технологія виготовлення та збирання з'єднань.

ТензOMETричні дослідження моделей з'єднань гребного пристрою переслідували три основні мети: оцінити вплив розташування фланця на тилі маточини на розподіл крутячого моменту по довжині з'єднання; оцінити вплив натягу у з'єднанні на величину моменту, який приходить на шпонку; визначити вплив на розподіл крутячого моменту по довжині з'єднання застосування шпонки із змінною жорсткістю, а також використання різноконусності спряжених поверхонь з'єднання.

Для виконання досліджень було вибрано конічне ($\Delta 1:15$) з'єднання типу "вал-маточина" з діаметром більшого конуса, рівним 55 мм, і відношенням $L/D = 2$. Для визначення впливу місця знімання диск розташовувався біля більшого торця, в середній частині, та біля протилежного торця маточини.

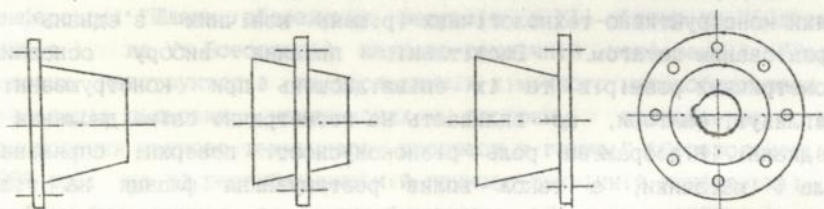


Рис. 1

Для зведення до мінімуму похибки при проведенні експерименту всі маточини випробовували з одним і тим же валом. Для цього у вала було три напівотвори під спеціальну шпонку, розташовані під кутом 120° і оброблювані разом з кожною із маточин відповідно. Вісь отворів співпадала з утворюючою конічної поверхні вала. Конусність отворів складала (1:50).

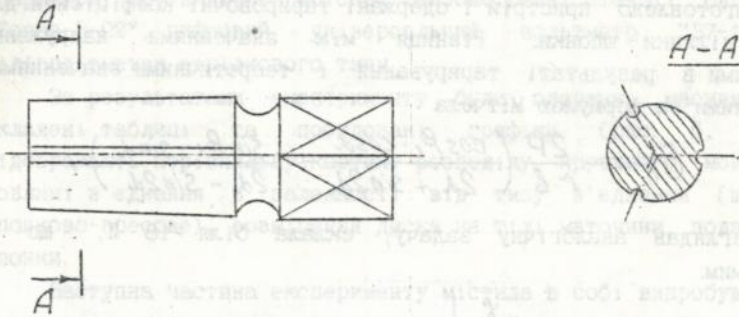


Рис. 2

На конічній поверхні шпонки фрезерували лиску для розміщення на ній десяти тензOMETричних датчиків, причому площа фрезерування співпадала з утворюючою конічної поверхні вала. Для одержання змінної жорсткості в шпонці фрезерували глибоку конічну вибірку з конусністю 1:8. При цьому товщина стінок шпонки складала біля торця 2 мм.

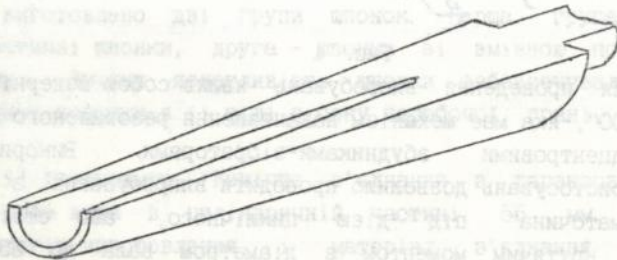


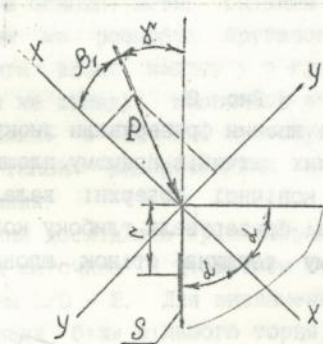
Рис. 3

Процес збирання з'єднання здійснювали за допомогою гідродомкрата (сила напесовки $F = 140$ кН). При виробуванні з'єднання як суто шпонкового, його збирали, під дією сили від власної маси маточини.

Для визначення крутячого моменту, що припадає на кожний з 10 ділянок шпонки, визначали тарировану залежність між показаннями прилада, який фіксує сигнал відповідного тензорезистора, і силою, яка прикладена до бічної поверхні даної ділянки шпонки. Для цього було виготовлено пристрій і одержані тарировочні коефіцієнти для кожної ділянки шпонки. Різниця між значеннями напружень, одержаними в результаті тарировання і теоретичними значеннями, визначеними за формулою Мітчела

$$\bar{\sigma}_r = -\frac{2P}{r \cdot b} \left(\frac{\cos \beta_1 \cdot \cos d}{2d + \sin 2d} + \frac{\sin \beta_1 \cdot \sin d}{2d - \sin 2d} \right),$$

який розглядав аналогічну задачу, складала біля 18 %, що є допустимим.



b - ширина ділянки,
на якій діє сила P

Рис. 4

Стенд для проведення випробувань являв собою модернізовану машину "ІУ-500", яка має механізм навантаження резонансного типу з двома відцентровими збудниками-вібраторами. Використання додаткових пристосувань дозволило проводити випробування з'єднань типу "вал-маточина" під дією циклічного, або статичного навантаження крутячим моментом з діаметром вала до 55 мм. Максимальний крутячий момент, який можна прикласти до з'єднання досягав 3,2 кН·м, що дозволило одержати дотичні напруження на поверхні вала діаметром 55 мм $\bar{\tau} = 110$ МПа. Робоча частота навантаження складала приблизно 1600 циклів/хв.

Всі тензометричні дослідження проводили під дією статичного крутячого моменту, випробуючи з'єднання спочатку як суто шпонкове, а потім як шпонково-пресове. Рівні статичного навантаження на важіль при проведенні всіх тензометричних досліджень складали відповідно: 3000, 2500, 2000, 1500, 1250, 1000, 750, 500, 200, 100 (Н). Зусилля, за якого здійснювалось збирання з'єднання з натягом, складало 140 кН. Вимірювання і контроль одержуваних експериментальних даних здійснювали за допомогою комплексу апаратури, що включає до себе тензометричні станції "8АНЧ-7М" та "Топаз-3-02", цифровий універсальний вольтметр "В7-16А" та мілівольтметри стрілкового типу.

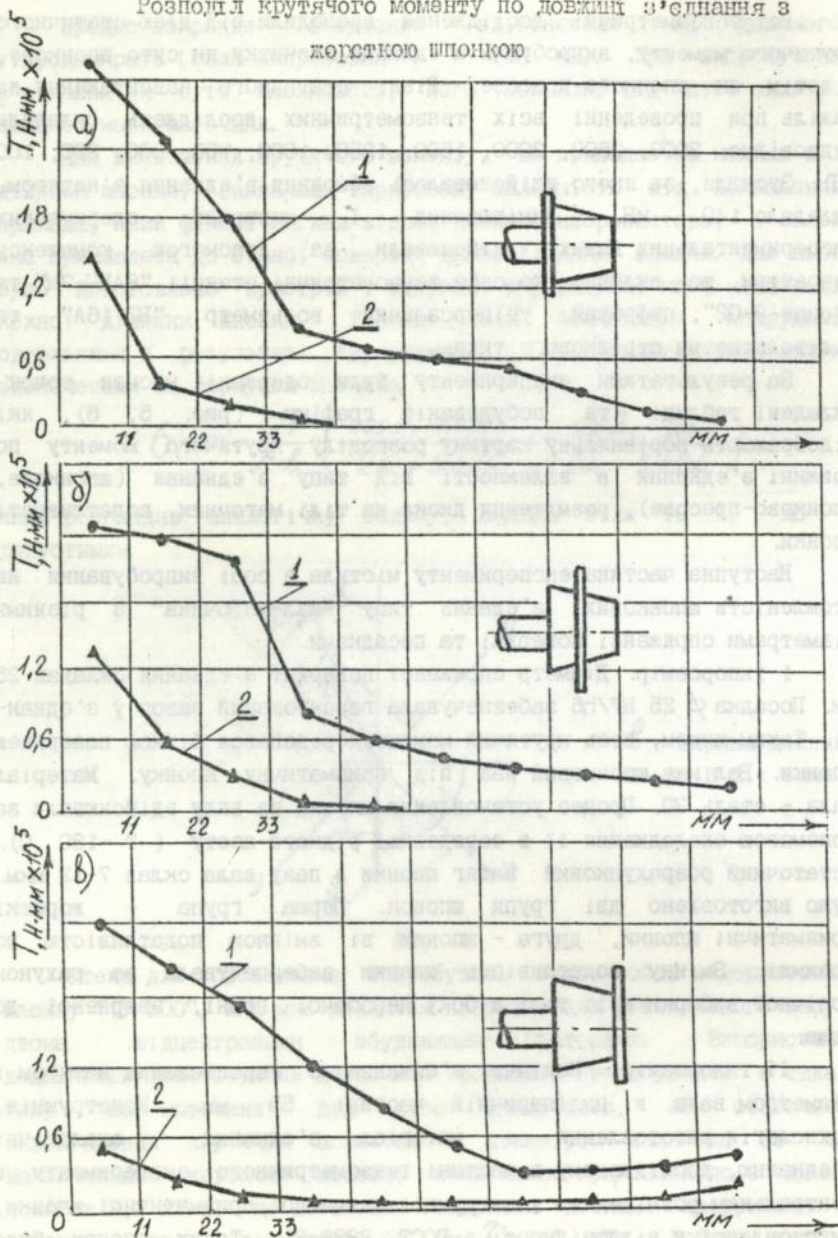
За результатами експерименту були одержані масиви точок, складені таблиці та побудовані графіки (рис. 5, 6), які відображають порівняльну картину розподілу крутячого моменту по довжині з'єднання в залежності від типу з'єднання (шпонкове, шпонково-пресове), розміщення диска на тілі маточини, податливості шпонки.

Наступна частина експерименту містила в собі випробування на утомленість шпонкових з'єднань типу "вал-маточина" з різними діаметрами спряженої поверхні та посадками.

1 типорозмір. Діаметр спряженої поверхні з'єднання складав 25 мм. Посадка $\phi 25$ Н7/н6 забезпечувала гарантований зазор у з'єднанні. Таким чином, весь крутячий момент передавався бічною поверхнею шпонки. Вал мав шпонковий паз під призматичну шпонку. Матеріал вала - сталь 30. Процес установаження шпонки на валу здійснювали за допомогою охолодження її в середовищі рідкого азоту ($T = -180$ С). Остаточний розрахунковий натяг шпонки в пазу вала склав 7-12 мкм. Було виготовлено дві групи шпонок. Перша група - жорсткі призматичні шпонки, друга - шпонки зі змінною податливістю по довжині. Змінну податливість шпонки забезпечували за рахунок кінцевої виборки в її тілі з боку неробочої грані, зверненої до вала.

II типорозмір. Кінцеве з'єднання з гарантованим натягом і діаметром вала в циліндричній частині 55 мм. Конструкція, технологія виготовлення і матеріал з'єднання - аналогічні з'єднанню, дослідженому в частині тензометричного експерименту з центральним розміщенням конструкції звичайної призматичної шпонки, виготовленої у відповідності з ГОСТ 8838-81. Таких шпонок було виготовлено також дві групи. Перша група - звичайні призматичні шпонки, друга - шпонки зі змінною податливістю.

Розподіл крутячого моменту по довжині з'єднання з
жорсткою шпонкою



1 - з'єднання шпонкове; 2 - з'єднання шпонково-пресове

Рис.5

Розподіл крутячого моменту по довжині з'єднання з

податливою шпонкою

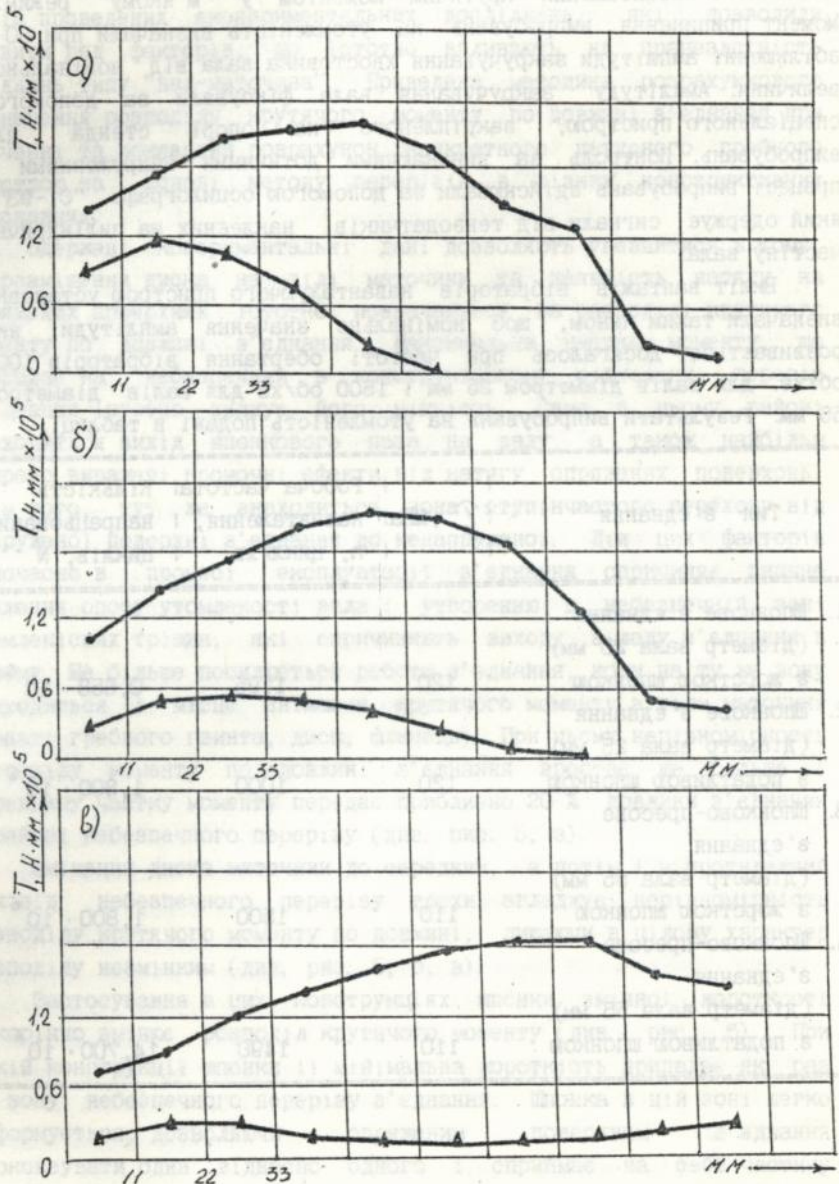


Рис. 6.

Випробування на утомленість проводили під дією симетричного циклічного навантаження крутячим моментом у "м'якому" режимі. Момент припинення випробувань на утомленість визначали при 30 % збільшенні амплітуди закручування хвостовика вала від номінальної величини. Амплітуду закручування вала фіксували за допомогою спеціального пристрою, закріпленого на опорі стенда для випробувань. Контроль за виникаючими дотичними напруженнями в процесі випробувань здійснювали за допомогою осцилографа "С1-93", який одержує сигнали від тензодатчиків, наклеєних на циліндричну частину вала.

Виліт вантажів вібраторів навантажуючого пристрою установки визначали таким чином, щоб номінальне значення амплітуди, яка розвивається, досягалось при частоті обертання вібраторів 1000 об/хв. для валів діаметром 25 мм і 1500 об/хв для валів діаметром 55 мм. Результати випробувань на утомленість подані в таблиці.

Тип з'єднання	σ , МПа	Робоча частота навантаження, n, цикл/хв	Кількість напрацьованих циклів, N
1. Шпонкове з'єднання (діаметр вала 25 мм) з жорсткою шпонкою	120	1195	$0,658 \cdot 10^6$
2. Шпонкове з'єднання (діаметр вала 25 мм) з податливою шпонкою	120	1000	$1,800 \cdot 10^6$
3. Шпонково-пресове з'єднання (діаметр вала 55 мм) з жорсткою шпонкою	110	1500	$1,800 \cdot 10^6$
4. Шпонково-пресове з'єднання (діаметр вала 55 мм) з податливою шпонкою	110	1490	$14,700 \cdot 10^6$

Четверта глава присвячена обговоренню результатів проведених експериментальних досліджень, які дозволили виявити ряд факторів, що істотно впливають на працездатність з'єднань типу "вал-маточина". Приведена методика розрахункового визначення розподілу крутячого моменту по довжині з'єднання при крученні та показаний розрахунок конкретного натурального гребного пристрою на основі методу перерізів в різних конструктивних виконаннях.

Одержані експериментальні дані дозволяють упевнитися в тому, що розміщення диска на тілі маточини та наявність натягу на спряжених поверхнях істотно позначаються на розподілі крутячого моменту по довжині з'єднання. Максимальна частка моменту, що припадає на небезпечний в конструктивному відношенні переріз з'єднання істотно знижує його міцність. Саме в цьому районі знаходиться вихід шпонкового паза на валу, а також найбільш яскраво виражені кромочні ефекти від натягу спряжених поверхонь. Крім того, тут же знаходиться зона ступінчастого переходу від напруженої поверхні з'єднання до ненапруженої. Дія цих факторів одночасно в процесі експлуатації з'єднання спричиняє значне зниження опору утомленості вала і утворенню в небезпечній зоні утомленісних тріщин, які спричиняють виходу з ладу з'єднання в цілому. Ще більше посилюється робота з'єднання, коли на ту же зону приходиться і місце знімання крутячого моменту з тіла маточини (лопаті гребного гвинта, диск, фланець). При цьому нерівномірність розподілу моменту по довжині з'єднання зростає ще більше і переважну частку моменту передає приблизно 20 % довжини з'єднання в районі небезпечного перерізу (див. рис. 5, а).

Зміщення диска маточини до середини, а потім і в протилежний бік від небезпечного перерізу трохи згладжує нерівномірність розподілу крутячого моменту по довжині, лишаючи в цілому характер розподілу незмінним (див. рис. 5, б, в).

Застосування в цих конструкціях шпонки змінної жорсткості докорінно змінює розподіл крутячого моменту (див. рис. 6). При такій конструкції шпонки її мінімальна жорсткість припадає як раз на зону небезпечного перерізу з'єднання. Шпонка в цій зоні легко деформується, дозволяючи спряженим поверхням з'єднання проковзувати один відносно одного і сприймає на себе частину моменту, що витрачається на пружну деформацію тіла шпонки. Крутячий момент, що залишився, переходить в послідовучі зони з'єднання, де вступають в роботу ділянки шпонки з більшою

жорсткістю і т. д. Так відбувається до тих пір, поки в роботу не вступить ділянка шпонки, де немає виборки металу, яка знижує її жорсткість. На цієї ділянці і відмічається найбільший крутячий момент. Однак він істотно (на 25-30 %) нижче максимуму у випадку застосування жорсткої шпонки. Глибинна зона з'єднання, на яку припадає максимум моменту, вільна від впливу негативних факторів, що діють у випадку з жорсткою шпонкою. Це дозволяє припускати, що застосування шпонки змінної жорсткості в поєднанні з правильним вибором місця розташування диска на тілі маточини дозволить докорінно змінити характер розподілу крутячого моменту по довжині з'єднання як у випадку шпонкового, так і шпонково-пресового з'єднання. При цьому на небезпечний переріз буде припадати мінімальний крутячий момент з плавним зростанням його до максимуму в глибині з'єднання. Вибір розміщення фланця на тілі маточини в основному залежить від схеми навантаження з'єднання. За схемою, використаною в даному експерименті (одностороннє підведення моменту), найкращі результати дає максимальне віддалення фланця від жорсткого защемлення вала. В той же час при використанні симетричної схеми оптимальним виявляється розміщення диска в середній частині маточини. Шпонка в з'єднаннях такого типу повинна мати двохсторонню вибірку, яка забезпечить мінімальну жорсткість біля торців та максимальну в районі диска маточини.

Проведена серія порівняльних випробувань на утомленість двох типорозмірів з'єднань типу "вал-маточина" з застосуванням жорстких і податливих шпонок підтвердила істотну перевагу з'єднань у випадку застосування шпонок змінної жорсткості (див. таблицю). При ідентичних геометричних параметрах та умовах випробувань з'єднання зі шпонками змінної жорсткості напружували кількість циклів на порядок більшу, ніж із звичайними жорсткими шпонками, що є суттєвим показником з точки зору їх працездатності.

У випадку передачі з'єднанням з натягом крутячого моменту розподіл навантажень та переміщень можна виявити шляхом складання балансу переміщень елемента dz , виділеного двома поперечними перерізами маточини. Однак рішення одержаних диференціальних рівнянь досить громіздке, тому на практиці можна з успіхом застосувати розрахунок, виконуваний за методом перерізів з метою визначення роботи тертя, що здійснюється в процесі локального асуву спряжених поверхонь.

Робота тертя на напружених поверхнях з'єднання приводить до більш інтенсивного утворення фреттинг-процесу, ніж на ненапружених.

З цього виходить, що усунення концентрації напружень на контактних поверхнях в граничній зоні біля торця маточини є одним з факторів підвищення опору утомленості. Слід відзначити, що визначальний вплив на опір утомленості вала має інтенсивність утворення фретингу, тобто ступінь руйнування контактуючих поверхонь, і в меншій мірі площа контакту, на якій є сліди легкої форми фретингу, що не мають істотного впливу на опір утомленості. Виходячи з того, що інтенсивність роботи тертя є основним критерієм при визначенні міцності з'єднання, викликає інтерес, як її значення на кожній елементарній ділянці контактуючих поверхонь, так і їх сумарна величина в цілому.

Роботу тертя на ділянці dx , виділений в зоні проковзування, можна представити як

$$A_{T_i} = P_i \cdot \frac{d_{b_i}}{2} \cdot \varphi_{T_i}$$

де d_{b_i} - діаметр вала на i -тій ділянці; P_i - зусилля напрусування; φ_{T_i} - кут зсуву спряжених поверхонь (кут зсуву). Зусилля напрусування залежить від матеріалу та контактної тиску на i -тій ділянці $P_i = f \cdot \rho_i \cdot \pi \cdot d_{b_i}$, де f - коефіцієнт тертя, ρ_i - контактний тиск, d_{b_i} - діаметр вала. Контактний тиск легко визначається за відомими залежностями Ляме.

Кут тертя з'єднання визначається як різниця кутів закручування вала та маточини $\varphi_{T_i} = \varphi_{c_i} - \varphi_{b_i}$ і обчислюється за формулою

$$\varphi_{T_i} = \frac{32 T_z}{\pi (d_{z_i}^4 - d_{b_i}^4) \cdot G_c} - \frac{32 (T_{кр} - T_z)}{\pi \cdot d_b^4 \cdot G_b}$$

де T_z - момент в поперечному перерізі маточини; $T_{кр}$ - крутячий момент, що підводиться до з'єднання.

У кінцевому підсумку, просумувавши всю здійснювану роботу тертя на ділянках проковзування поверхонь з'єднання, одержали

$$A_{T_z} = \int_{x_1}^{x_2} A_{T_i} \cdot dx$$

Порівнюючи одержані в процесі розробки різних варіантів з'єднання значення інтенсивностей і сумарної роботи тертя A_{T_i} , слід вибрати варіант з'єднання, у якого ці значення мінімальні.

Застосування даного розрахункового підходу при конструюванні натурального з'єднання гребного вала з гвинтом великотонажного судна

дозволило з кількох варіантів розподілу натягу по довжині спряжених поверхонь вибрати оптимальний, який передбачає шпонку із змінною податливістю по довжині. Вибрана конструкція була змонтована, введена в експлуатацію та оглянута через 8 тисяч годин роботи в тяжких експлуатаційних умовах. При огляді відзначено, що на спряжених поверхнях відсутні сліди фретинг-процесу, і з'єднання (без додаткових доробок) може експлуатуватись далі.

В додатку приведені фотографії модернізованого гребного пристрою т/х "Октябрьская революция" перед збиранням, Акти Регістру СРСР про впровадження та наступний огляд модернізованого гребного пристрою т/х "Октябрьская революция", а також інформація про часткову участь пошукувача в спільних наукових публікаціях.

В И С Н О В К И Т А Р Е К О М Е Н Д А Ц І Й

1. Експериментальним шляхом досліджено розподіл навантаження по довжині з'єднання типу "вал-маточина", який є нерівномірним. Встановлено, що засіб підведення та знімання навантаження істотно впливає на характер його розподілу.

2. Застосування податливої шпонки докорінно змінює картину розподілу навантаження, робить її більш сприятливою.

3. Запропоновано алгоритм розрахунку з'єднань з урахуванням нерівномірності розподілу навантаження по довжині. Приведена інженерна методика розрахунку з'єднань типу "вал-маточина", які передають крутячий момент.

4. Розроблені нові конструктивні рішення з'єднань, які забезпечують розширення діапазону їх застосування в суднобудуванні та судноремонті.

5. Експериментально проведена порівняльна оцінка навантажувальної здатності нових конструктивних виконань з'єднань в процесі випробувань на утомленість під дією циклічного навантаження крутячим моментом.

6. Нові конструкції з'єднань легші, довговічніші та надійніші звичайних. Їх довговічність вища в 2-3 рази, а матеріаломісткість менше на 3 - 10 % звичайних конструкцій.

7. Підвищена довговічність демпфуючих з'єднань пояснюється в основному трьома факторами: усуненням кромочних явищ; зменшенням інтенсивності та абсолютної величини роботи тертя контактних поверхонь; збільшенням роботи пружної деформації контактуючих деталей.

8. Довговічність гребного вала та інших деталей, які входять до системи двигун-гребний гвинт, у випадку різноконусних податливих з'єднань підвищується в 1,5-3 рази у порівнянні із звичайними (жорсткими) з'єднаннями за рахунок пом'якшення динамічних навантажень, наприклад, інерційних, пов'язаних з ударами лопатей гвинта по випадковим перешкодам.

9. При різноконусних конструкціях з'єднань скасовується непотрібна працемістка ручна праця пригонки маточини гвинта до конусу вала із забезпеченням більш щільного прилягання спряжених поверхонь.

Враховуючи вищевикладені переваги нових конструкцій пресових та шпонково-пресових з'єднань, можна їх рекомендувати до широкого застосування, особливо у важконавантажених збірних одиницях, таких як гребні пристрої великотонажних суден, залізничні колісні пари, колінчасті вали потужних двигунів, штоки ковальських молотів, крилатки насосів та вентиляторів, робочі органи гірничих та сільськогосподарських машин тощо, що дасть суттєвий економічний ефект.

ОСНОВНІ ПОЛОЖЕННЯ ДИСЕРТАЦІЇ ОПУБЛІКОВАНІ В РОБОТАХ:

1. А.с. N 1234064 СССР, МКИ F 16 G 3/18. Головка для кольцевого сверлення. Красильников А. М., Сидорин В. М., Вахрамеев Ю. З., Никифоров Ю. А. и др. Оpubл. 01.02.86. Бюл. N 14
2. А.с. N 1367330 СССР, МКИ F 16 G 8/20. Шариковая передача. Красильников А. М., Везер В. В., Коноплев А. В., Никифоров Ю. А. и др. Оpubл. 15.03.87. Бюл. N 10
3. А.с. N 1373055 СССР, МКИ F 16 G 8/20. Демпфирующий подшипник. Красильников А. М., Сидорин В. М., Филипович С. И., Никифоров Ю. А. и др. Оpubл. 08.10.87. Бюл. N 26
4. Пути совершенствования конусно-шпоночных соединений // Красильников А. М., Никифоров Ю. А., Филипович С. И. и др. // Детали машин: Респ. науч. техн. сб. - 1986. - Вып. 42. - С. 39 - 42
5. Никифоров Ю. А. Стенд для определения долговечности шпоночных соединений // Детали машин: Респ. науч. техн. сб. - 1987. - Вып. 44. - С. 123 - 126
6. Никифоров Ю. А. О совершенствовании шпоночно-прессовых соединений // Детали машин: Респ. науч. техн. сб. - 1988. - Вып. 46. - С. 74 - 76

ЛНБ ім. В. Стефаника
АН України

7. Никифоров Ю. А. Оценка работоспособности прессовых соединений гребных винтов с учетом распределения передаваемого момента по длине соединения / ОИИМФ - Одесса. - 1990. - Деп. в В/О "Мортехинформреклама" 17.12.90, N 1072-мф

8. Никифоров Ю. А. Экспериментальное определение распределения крутящего момента по длине конического соединения / ОИИМФ - Одесса. - 1992. - 10 с. - Деп. в В/О "Мортехинформреклама" 28.02.92, N 1210-мф

9. Никифоров Ю. А., Литвинов А. Н. Будяк А. М. Повышение надежности шпоночных соединений / Тезисы VI Всесоюзной научно-технической конференции "Роль молодых конструкторов и исследователей химического машиностроения в реализации целевых комплексных программ, направленных на ускорение научно-технического прогресса в отрасли". Северодонецк. - 1986. - С. 124

10. Никифоров Ю. А. Повышение нагрузочной способности и надежности шпоночно-прессовых соединений / Тезисы Всесоюзной научно-технической конференции "Конструктивно-технологические методы повышения надежности и их стандартизация". Тула. - 1988. - С. 40-41.

11. Пахомова Н. И., Никифоров Ю. А., Кобаков А. Г. Пути повышения надежности и долговечности тяжело нагруженных узлов деталей, работающих при нестационарных нагрузках / Тезисы XI Республиканской научно-технической конференции по проблемам строительства и машиностроения. Нальчик. - 1987. - С. 19 - 21

12. Филипович С. И., Красильников А. М., Никифоров Ю. А. Пути совершенствования прессово-шпоночных соединений в приводах / Тезисы Республиканской научно-технической конференции "Перспективные направления создания новых и совершенствования существующих конструкций тяжело нагруженных редукторов и прогрессивная технология их изготовления". Краматорск. - 1987. - С. 84 - 85.

НИИ им. В. С. Стефановича
АН УССР

Зак. 486, тир. 100, подп. к печ. 11.05.94г.
Усл. печ. лист 1,1. КМЛ ОИИМФ Одесса
ул. Мечникова, 34

454888

AB 30.061

AB 30.061