

Подамо на вхід трубопроводу повітря з параметрами аналогічно попередньому дослідю. За рахунок встановлених пластин диск обертатиметься відносно осі трубопроводу з частотою $\sim 6,2$ об/с. Порівняльний аналіз випробувань диска свідчить, що в області низьких частот до 31,5 Гц рівні шуму в октавних смугах частот двох варіантів диска практично не відрізняються. На частотах понад 31,5 Гц отримано зниження рівня шуму на (13 ... 37,5) дБ. Максимальне зниження шуму досягнуто на частоті 1000 Гц [315, 316].

За результатами проведених досліджень було розроблено пристрій для підведення повітря з СКП у вантажну кабіну літака. Конструктивні особливості виконання такого пристрою представлено в роботах [312, 313].

3.4. Дослідження аероакустичних характеристик продувній магістралі теплообмінника СПП в пілоні двигуна ВТЛ

Під час експлуатації двигуна ВТЛ виявлено випадки утворення тріщин з наступним руйнуванням деталей рухомого корпусу реверсивного пристрою (РП). Дослідження двигуна в наземних і льотних умовах засвідчили, що під час роботи двигуна з системою відбору за повністю закритої продувній магістралі відбору повітря з вентиляторного контуру відзначено інтенсивне збільшення напружень у деталях рухомого корпусу РП. Відзначено випадки руйнування елементів конструкції РП.

Об'єктом досліджень є продувна магістраль первинного теплообмінника СПП в пілоні (рис. Д.1) і деталі рухомого корпусу РП (рис. Д.2) двигун ВТЛ [322, 326 – 328]. Предметом дослідження є аероакустичні процеси в продувній магістралі (рис. Д.3) і вплив їх на напруження в деталях рухомого корпусу РП.

Метою досліджень є:

1. Визначення основних аероакустичних характеристик продувній магістралі і встановлення впливу їх на напруження в деталях рухомого корпусу РП, зміна параметрів продувній магістралі первинного теплообмінника СПП ВТЛ.

2. Розробка методів і засобів зниження пульсацій тиску газу в продувній магістралі для зниження напруження в деталях рухомого корпусу РП двигуна ВТЛ.

Для досягнення поставленої мети здійснено розрахункові, стендові, льотні дослідження щодо встановлення основних закономірностей утворення, поширення і впливу аероакустичних процесів на деталі, обтічні потоком газу, що набігає [262]. Зменшення пульсацій тиску газу є одним із важливих наукоємних завдань [60, 204, 208, 324, 325]. Дослідження проведено в умовах випробувального стенду двигуна із системою відбору повітря з вентиляторного контуру на таких режимах роботи двигуна:

1. На сталих режимах роботи двигуна (земний малий газ, політний малий газ, 0,4 номінального, 0,6 номінального, 0,75 номінального, 0,85 номінального, максимально-крейсерський, номінальний і злітний).

2. За умови зміни режимів роботи двигуна.

Для оцінювання впливу пульсацій тиску газу на напруження у вузлах РП встановлено тензорезистори. Тензорезистори було наклеєно на внутрішньому кожусі в окантовках в районах розташування стулок № 1 і № 12 у можливих місцях виникнення тріщин (рис. Д.2).

Систему відбору повітря з вентилятора контуру змонтовано в таких варіантах:

1. Трубопровід відбору повітря з вентиляторного контуру заглушено.

2. Трубопровід відбору повітря з вентиляторного контуру повністю відкрито.

На торці трубопроводу встановлено заглушку з отвором, відносний діаметр якого становить $d_{\text{відн}} = d_{\text{отв}}/d = 0,47$ ($d_{\text{отв}}$ – діаметр отвору, d – діаметр трубопроводу). Скидання повітря з трубопроводу здійснюється в порожнину пілона.

3. Трубопровід відбору повітря з вентиляторного контуру повністю відкритий.

На торці трубопроводу встановлено заглушку з отвором, відносний діаметр якого становить $d_{\text{відн}} = 0,706$.

4. Трубопровід відбору повітря з вентиляторного контуру повністю відкритий.

На торці трубопроводу встановлена заглушка з отвором, відносний діаметр якого становить $d_{\text{відн}} = 1$.

Аналіз стендових досліджень засвідчив, що зміна напруження в деталях РП має резонансний характер. Резонанси проявляються на частотах обертання ротора високого тиску, що дорівнюють 7600 об/хв, 8040 об/хв і 8700 об/хв. Характерними частотами коливань напруження в конструкції РП є 157 Гц, 270 Гц і (314 ... 340) Гц, що не відповідає роторним гармонікам. Максимальні рівні динамічних напружень у районі стулки № 1 становили $\pm (0,5 \dots 0,7) \times 10^7$ Па, а районі стулки № 12 – $\pm (0,35 \dots 0,9) \times 10^7$ Па. На зміну напружень на обшивці реверсивного пристрою впливає діаметр отвору в торці трубопроводу (рис. Д.8).

Максимальні напруження ($\sigma = \pm 2,85 \times 10^7$ Па) на обшивці РП отримано в районі стулки № 1 за заглушеного трубопроводу відбору повітря з вентиляторного контуру. Мінімальні напруження $\sigma = \pm 0,5 \times 10^7$ Па мали місце за $d_{\text{відн}} = 0,706$ і $d_{\text{отн}} = 1$. Таким чином, напруження в деталях РП залежно від розмірів відносного отвору в трубопроводі відбору повітря з вентилятора контуру змінюються в 5,7 разу.

На величину максимальних напружень у деталях РП впливає пілон двигуна. У районі стулки № 12 максимальні напруження не перевищували $\sigma = \pm 1,1 \times 10^7$ Па. В окантовці РП напруження збільшуються на $\sim 23\%$ в порівнянні з напруженнями на обшивці, і за заглушеного трубопроводу відбору повітря з вентиляторного контуру напруження досягають значень $\sigma = \pm 3,5 \times 10^7$ Па. Підвищення напружень може бути викликане додатковим впливом обтікання повітря з вентиляторного контуру деталей РП і температурними змінами конструкції. Максимальні рівні напружень отримано в центральній частині окантовки РП. Зміна напружень у деталях РП має резонансний характер і спричинена коливаннями закритого повітряного стовпа в системі відбору повітря з вентиляторного контуру. Рівень напружень збільшується з підвищенням частоти обертання ротора двигуна (рис. 3.3). Залежність динамічного напруження від кутової швидкості ротора високого тиску має характер експоненти (крива 2). Максимальні зміни напружень спостерігаються за швидкості обертання ротора понад 8000 об/хв. Встановлена залежність (4.3) описує з похибкою до 10,1 % пульсації тиску газу в області РП (крива 3). Максимальна розбіжність між моделлю і експериментом спостерігається в області високих обертів і пояснюється тим, що розроблена модель описує тільки пульсації тиску газу, але не враховує взаємодію

газу з РП. Незважаючи на це, розроблена модель адекватно описує процес і задовольняє статистичні критерії. Розрахункове значення коефіцієнта множинної кореляції становить 0,95, критерію Фішера – 1,64. За результатами досліджень отримано напруги в деталях рухомого корпусу РП, які становлять $\sigma = \pm (0,1 \dots 3,5) \times 10^7$ Па за зміни обертів ротора високого тиску в діапазоні $n \approx (6000 \dots 9000)$ об/хв.

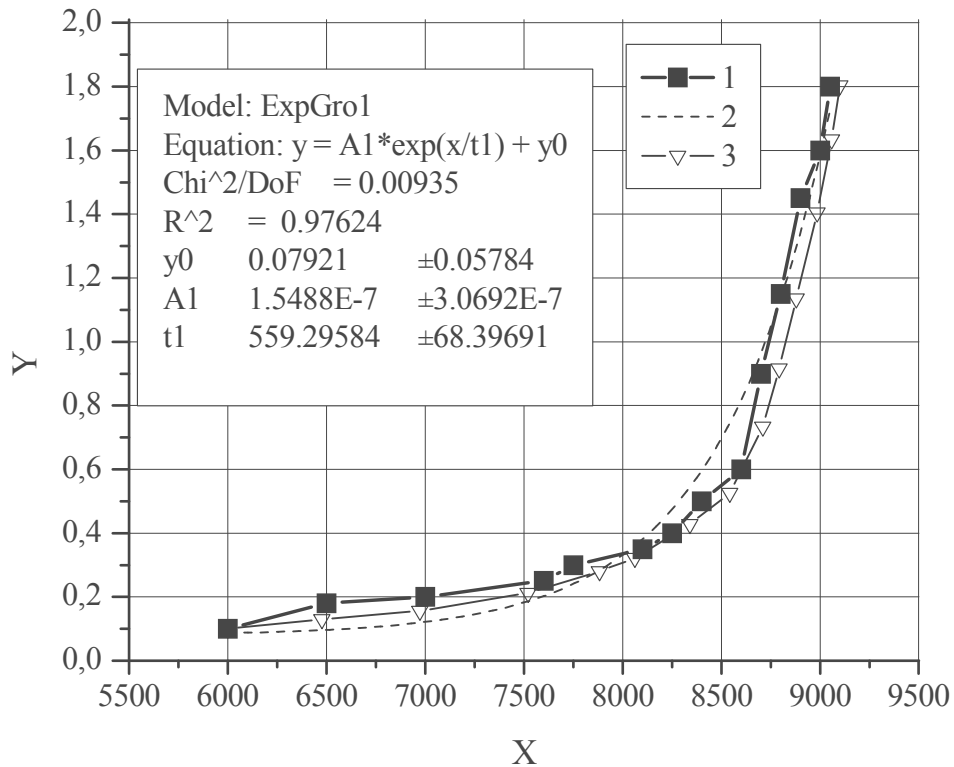


Рисунок 3.3. Залежність зміни максимального динамічного напруження в окантовці корпусу РП ($Y \times 10^7$, Па) від кутової швидкості ротора високого тиску (X , об/хв) з системою відбору повітря з вентиляторного контуру з відносним діаметром отвору $d_{\text{відн}} = 0,47$ на частоті 370 Гц : 1 – експеримент; 2 – модель ExpGro 1; 3 – розрахунок відповідно до (4.3)

Після узагальнення результатів стендових досліджень та проведення газодинамічних розрахунків було продовжено експериментальні дослідження з уточнення і встановлення основних закономірностей утворення пульсацій газу під час відбору повітря з вентиляторного контуру. Основні випробовувані збірки включали такі варіанти компоновок продувної магістралі входу повітря в СПП з вентиляторного контуру:

1. Типова схема вхідного повітрязбірника, використовувана на ЛА, з трубопроводом завдовжки 1 м.
2. На обшивці пілона на вхідному повітрязбірнику встановлено перфоровану пластину (132 отвори діаметром 12 мм).
3. На вході отвору у фланці встановлено перфоровану пластину (101 отвір діаметром 10,5 мм).
4. На виході повітрязбірника в рухомому вузлу з'єднання труб установлено перфоровану пластину (120 отворів діаметром 11 мм).
5. На вході отвору у фланці встановлено сітку.
6. На обшивці пілона на вхідному повітрязбірнику встановлено козирок.

Для наведених вище варіантів збірки проведено випробування за наявності на виході з продувної магістралі глухої заглушки і отвору з відносним діаметром $d_{\text{відн}} = 0,47$.

Проведені стендові дослідження засвідчили, що елементи обшивки рухомого корпусу РП коливаються з частотами в області (63 ... 1800) Гц. Аналіз динамічних напружень свідчить, що коливання обшивки має резонансний характер. Резонансні коливання також проявляються в області частот (156 ... 312) Гц на частотах обертання ротора високого тиску, які дорівнюють (8100 ... 9100) об/хв. Повторення вимірів коливань в деталях РП і аналіз частоти обертання ротора двигуна свідчать про наявність їх відносної близькості і взаємозв'язку з коливаннями в деталях РП. Для зменшення резонансних коливань у продувній магістралі розроблено пристрій [328].

Результати досліджень підтвердили, що під час роботи двигуна Д-18Т з системою відбору повітря з вентиляторного контуру з заглушеним торцем магістралі відбувається збільшення динамічних напружень у деталях рухомого корпусу РП. Максимальні динамічні напруження ($\sigma = \pm 5,4 \times 10^7$ Па) отримано в районі ступки № 1 для початкового варіанту збірки продувної магістралі. За наявності отвору в торці магістралі з $d_{\text{відн}} = 0,47$ максимальні динамічні напруги в деталях РУ зменшуються і досягають значень $\sigma = \pm 2,4 \times 10^7$ Па.

Установка перфорованої панелі на обшивку пілона (рис. Д. 4) знижує рівень максимальних напружень в усіх місцях рухомого корпусу РП з $\sigma = \pm 5,4 \times 10^7$ Па (повітрязабірник відповідно до рис. Д. 7) до $\sigma = \pm 0,6 \times 10^7$ Па. Виміряти витрату повітря в продувній магістралі й визначити вплив перфорованої панелі на зміну витрати повітря в порівнянні з вихідним варіантом виявилось неможливим.

Для такого варіанту збірки максимальні напруження в деталях РП з заглушеним торцем магістралі становлять $\sigma = \pm (0,1 \dots 0,6) \times 10^7$ Па, з отвором у торці магістралі з $d_{\text{відн}} = 0,47$ – $\sigma = \pm (0,1 \dots 0,5) \times 10^7$ Па. Таким чином, установка перфорованої панелі дає змогу звести до мінімуму вплив режиму роботи продувної магістралі на напруження в деталях РП. Максимальні напруження для продувної магістралі з перфорованої панеллю на обшивці не перевищують максимальних напружень із заглушеним торцем продувної магістралі, що підтверджує ефективність запропонованого методу і засобу його здійснення.

На зміну напруги в деталях РП впливає місце розташування перфорованої панелі уздовж продувної магістралі. Установлення перфорованої панелі на вході отвору у фланці дає змогу зменшити максимальні напруження в усіх деталях РП до $\sigma = \pm 1,4 \times 10^7$ Па. Подальше збільшення відстані від вхідного повітрязабірника до перфорованої панелі призводить до збільшення напруги. Так, унаслідок установлення перфорованої панелі в рухомому вузлі з'єднання труб відбувається збільшення максимальних напружень у порівнянні з вихідним варіантом магістралі з $\sigma = \pm 5,4 \times 10^7$ Па до $\sigma = \pm 8,1 \times 10^7$ Па. Резонансне збільшення напружень в деталях РП отримано на частоті ~ 280 Гц.

Установка у фланці сітки на вході повітрязабірника зменшила максимальні напруження в деталях РП до $\sigma = \pm 3,6 \times 10^7$ Па, а в деяких місцях РП досягнуто істотного зниження напруг до $\sigma = \pm 0,4 \times 10^7$ Па. Порівняльний аналіз результатів впливу перфорованої панелі і сітки на напруги в деталях РП свідчить, що вхідна область повітрязабірника на довжині ~ 25 мм має істотний вплив на процеси утворення вихорів і пульсацій повітря у вхідній частині повітрязабірника.

Для збільшення витрати повітря через продувну магістраль було проведено випробування з установлення на пілон із зовнішнього боку козирка. За наявності

козирка і заглушеної магістралі максимальні динамічні напруження в деталях РП зменшилися і досягли значень $\sigma = \pm 4,2 \times 10^7$ Па. Наявність на торці магістралі отвору з $d_{\text{відн}} = 0,47$ спричинює зниження максимальних динамічних напружень у деталях РП до $\sigma = \pm 2,0 \times 10^7$ Па. Використання різних варіантів козирка не дало змоги суттєво зменшити напруження в деталях РП. У деяких точках РП відзначено підвищення напруг не більше ніж у 2,9 разу.

Проведені стендові дослідження свідчать, що продувна магістраль включає основні характеристики резонатора. Відгалуження каналів відповідно до робіт [37, 146, 229, 243] легко збуджуються унаслідок обтікання потоком повітря. Посилення коливань потоку (пульсації тиску) можуть призводити до руйнування каналів. Для аналізу основних газодинамічних закономірностей продувної магістралі на ВТЛ розглянемо дві взаємодіючі системи: вихори, що виникають унаслідок обтікання резонатора, і сам резонатор.

Основними аналізованими схемами продувної магістралі є:

1 схема – заслінка закрита, резонансні камери включають трубопроводи від повітрозабірника до заслінки і від теплообмінника до вихідних жалюзі;

2 схема – заслінка перебуває під кутом до потоку, що набігає;

3 схема – заслінка повністю відкрита.

Для 1 схеми власна частота (основна гармоніка) визначена відповідно до [176] і для каналу від повітрозабірника до заслінки її наведено на рис. Д.9. Зміна температури повітря в робочому діапазоні перед повітрозабірником (за вентиляторним контуром) від -2°C до 84°C призводить до зміни власної частоти каналу від 139 Гц до 160 Гц. Для каналу від теплообмінника до вихідних жалюзі власна частота каналу змінюється в діапазоні від 796 Гц до 849 Гц (робочий діапазон зміни температури від 90°C до 140°C) (рис. Д.10).

Порівняння результатів розрахунку і експерименту свідчить, що максимуми пульсацій тиску повітря близькі до власних частот каналів у вхідній і вихідній порожнинах продувної магістралі. Таким чином, у досліджуваних каналах можуть виникнути резонансні коливання тиску повітря. Тому ефективним методом є усунення таких коливань.

Визначимо рівень пульсацій повітря поблизу продувної магістралі і параметри рухомого потоку. Відповідно до експериментальних вимірювань, сумарний рівень звукового тиску (СРЗТ) за вентиляторним контуром становить $L_{\text{сум}} \approx 160$ дБ. Акустичні пульсації тиску повітря в області продувної магістралі становитимуть $P = 2 \times 10^3$ Па. За наявності резонансу рівень шуму теоретично збільшується до нескінченності, практично відповідно до [324] – на 40 дБ. Таким чином, пульсації тиску повітря досягнуть значень $P = 2 \times 10^5$ Па. Коливальна швидкість повітря становитиме 294 м/с і близька до швидкості звуку.

Основними параметрами рухомого газу в районі повітрязабірника на висоті польоту ($H = 11$ км) є: тиск ($P = 0,449 \times 10^5$ Па), швидкість ($V = 180$ м / с), температура ($T = 277^0\text{K}$), густина ($\rho = 0,55$ кг/м³), швидкісний напір ($q = 9 \times 10^3$ Па). Параметри газу в районі вихідних жалюзі на $H = 11$ км: $P = 0,2323 \times 10^5$ Па, $V = 355$ м / с, $T = 217^0\text{K}$, $\rho = 0,37$ кг/м³, $q = 2,3 \times 10^4$ Па. Порівняння рівнів пульсацій тиску повітря і швидкісного напору свідчить, що максимальну дію на конструкцію чинить швидкісний напір. За наявності резонансу рівні пульсацій тиску повітря в районі повітрязабірника перевищують швидкісний напір у 22,2 разу, а в районі вихідних жалюзі – в 8,7 разу. Залежно від місця дії пульсацій тиску газу напруги в конструкції можуть змінюватися в значно більших діапазонах, що визначається реальними властивостями пристрою.

Аналіз 2 і 3 схем свідчить, що вони за аероакустичними характеристиками істотно не відрізняються від схеми 1. Унаслідок зміни довжини каналів власні частоти повітряних об'ємів незначно змістяться. Для 2 схеми резонанс може виникнути унаслідок взаємодії пульсацій тиску в основному потоці за вентиляторним контуром і пульсацій повітря, які утворюються на поворотному диску заслінки. Аналіз цього режиму утруднений. У роботах [60, 208] розглянуто експериментальні дані і наведено моделі аероакустичних процесів під час обтікання різних типів регулювальних пристроїв. Для 3 схеми аналіз аероакустичних процесів можна провести з урахуванням результатів роботи [325]. Під час течії газу через продувну магістраль утворюються пульсації тиску газу всередині магістралі і на виході газу з жалюзі. Через те, що швидкість газу на виході з продувної магістралі

близька до швидкості звуку, то на нестационарних режимах роботи продувної магістралі і вентиляторного контуру з урахуванням їх взаємного впливу можуть утворюватися стрибки ущільнення. Незважаючи на те, що швидкість повітря в зоні вхідного повітрязабірника значно нижча в порівнянні зі швидкістю на виході з жалюзі, аналіз результатів експлуатації двигуна свідчить про наявність тріщин у рухомому корпусі РП поблизу вхідного повітрязабірника. Отже, на аероакустичні процеси істотно впливає взаємне розташування РП, вхідного повітрязабірника продувної магістралі і режим течії газу в продувній магістралі і вентиляторному контурі.

Підвищення навантажень у деталях рухомого корпусу РП на двигуні в процесі його експлуатації багато в чому визначається випадковими пульсаціями тиску газу унаслідок поєднання режимів роботи вентиляторного контуру, продувної магістралі, параметрів повітря у вхідному повітрязабірнику, вихідних жалюзі, температури навколишнього середовища.

Для зменшення пульсацій рухомого газу в роботах [163, 324] запропоновано використовувати різні варіанти компоновки сітки. Вибір параметрів сітки є одним зі складних завдань [325]. У роботі досліджено граничне число Струхалія, що дорівнює $Sh_{zp} \approx 1,5$, за якого в струмені не відбувається зміна рівня звукової потужності в порівнянні з вихідним струменем. В області $Sh < Sh_{zp}$ спостерігається зниження, а в області $Sh > Sh_{zp}$ – збільшення енергії потужності струменя порівняно з потужністю вихідного струменя. Для швидкості потоку $V = 180$ м / с найкращою є сітка з розміром комірки $h \leq 12$ мм. Наявність значних пульсацій потоку може призвести до руйнування сітки. Тому доцільним є перфорована панель. Установлення напрямних ребер у вхідному повітрязабірнику недоцільне, адже вони, як вказано у роботі [176], спричиняють збільшення пульсацій тиску газу і підвищують рівень шуму на 10 дБ. Установлення перфорованої панелі у вхідному повітрязабірнику тягне за собою збільшення гідравлічного опору потоку в продувній магістралі і зміни режиму роботи заслінки, теплообмінника, температури повітря в СПП. З огляду на взаємний вплив параметрів рухомого потоку на стан

деталей РП, режим течії в продувній магістралі, режимів роботи агрегатів СПП роботи проведено комплексно, з урахуванням газодинамічних, аероакустичних і функціональних характеристик продувної магістралі.

З огляду на той факт, що проведені дослідження і розроблювані заходи щодо оцінювання напружень у деталях РП впливають на режими роботи СПП, проведено газодинамічний розрахунок продувної магістралі. Максимальну теплову ефективність СПП необхідно забезпечити на режимі роботи продувної магістралі в у спекотних умовах за повністю відкритої заслінки. Основні розрахункові параметри: температура атмосферного повітря ($T = 322^{\circ}\text{K}$), число Маха ($M = 0$), температура повітря за вентиляторним контуром ($T_v = 363^{\circ}\text{K}$), витрата повітря через продувну магістраль ($G = 7753$ кг / год), за результатами вимірювань на витратомірному пристрої), втрати тиску ($\Delta P = 36873$ Па), коефіцієнт гідравлічного опору продувної магістралі ($\xi = 10$). Здійснено гідравлічний розрахунок продувної магістралі і визначено коефіцієнти гідравлічних опорів пристроїв відповідно до [5] для сітки 12-2,0 ГОСТ 3826-82 (живий перетин 73,5 %). Для перфорованої пластини з коефіцієнтом живого перетину 0,32 коефіцієнт гідравлічного опору становить $\xi = 5$. Розрахункове значення витрати повітря через продувну магістраль за умови установки на вході повітрозабірника сітки становить 6929 кг / год, перфорованої пластини – 6523 кг / год. Унаслідок установлення сітки відбувається зменшення витрати повітря в продувній магістралі в порівнянні з вихідним варіантом на 824 кг / год, а в разі установки перфорованої пластини – на 1230 кг / год. Для збереження вихідної витрати повітря необхідно збільшити площу вхідного повітрозабірника під час установки сітки на 11 %, а в разі установки перфорованої панелі — на 16%.

Проведено дослідження аероакустичних характеристик продувної магістралі з модифікованим рухомим корпусом РП на ВТЛ на експлуатаційних режимах польоту відповідно до КЛЕ [322]. Під час вимірювання пульсацій тиску повітря в районі рухомої частини СПП показано, що рівні пульсацій газу залежать від режиму роботи двигуна і варіанту виконання продувної магістралі. Основний тон коливань повітря в продувній магістралі перебуває в межах (150 ... 170) Гц. Отримані

результати свідчать про відносну близькість результатів експерименту і результатів розрахунку власної частоти каналу, що вказує на резонансний характер процесу, що протікає. У спектрі пульсацій тиску газу на деяких режимах відзначено істотний вплив вищих гармонік, кратних основному тону. Для варіанту збірки серійного виконання продувної магістралі з козирком на вхідному повітрозабірнику серійний вхідний повітрозабірник без ребра РЗТ в продувній магістралі за відкритої заслінки змінювалися в межах (135 ... 157) дБ, а за закритої заслінки – (139 ... 160) дБ. Для деяких варіантів збірки РЗТ змінювалися від 135 дБ за режиму роботи двигуна «земний малий газ» (ЗМГ) до максимального РЗТ, що дорівнював 161,9 дБ за злітного режиму роботи двигуна. Максимальні напруження в деталях рухомого корпусу РП змінювалися в межах $\sigma = \pm(0,64 \dots 2,0) \times 10^7$ Па. Мінімальні напруження зафіксовані для продувної магістралі (козирок, серійний повітрозабірник, у трубі біля заслінки рівномірно виконано 100 отворів діаметром 6 мм) і становлять $\sigma = \pm(0,64 \dots 1,1) \times 10^7$ Па. Розрахункове зменшення витрат в продувній магістралі за наявності перфорації становить ~ 775 кг/год.

На підставі проведених досліджень і встановлених закономірностей зниження пульсацій тиску газу в продувній магістралі і можна зменшити напруження у деталях рухомого корпусу РП двигуна за допомогою таких способів:

1. Виключити або звести до мінімуму вплив вихору в районі вхідного повітрозабірника;
2. Виключити або звести до мінімуму вплив каналу (резонансну камеру) від вхідного повітрозабірника до заслінки на утворення вихору в районі повітрозабірника;
3. Змінити власні частоти повітряного каналу від повітрозабірника до заслінки.

Зменшення пульсацій газу в двигуні і продувній магістралі СКП ВТЛ проведено відповідно до першого способу [262]. Зміна параметрів вихору у вхідному повітрозабірнику дає змогу впливати на всю систему утворення пульсацій тиску повітря в продувній магістралі. За відсутності вихору у вхідному повітрозабірнику продувна магістраль не може бути джерелом такого виду резонан-