

P O L S K A A K A D E M I A N A U K
INSTYTUT MASZYN PRZEPLYWOWYCH

PRACE
INSTYTUTU MASZYN
PRZEPLYWOWYCH

TRANSACTIONS
OF THE INSTITUTE OF FLUID-FLOW MACHINERY

70-72

WARSZAWA-POZNAŃ 1976
PAŃSTWOWE WYDAWNICTWO NAUKOWE

PRACE INSTYTUTU MASZYN PRZEPŁYWOWYCH

poświęcone są publikacjom naukowym z zakresu teorii i badań doświadczalnych w dziedzinie mechaniki i termodynamiki przepływów, ze szczególnym uwzględnieniem problematyki maszyn przepływowych

*

THE TRANSACTIONS OF THE INSTITUTE OF FLUID-FLOW MACHINERY

exist for the publication of theoretical and experimental investigations of all aspects of the mechanics and thermodynamics of fluid-flow with special reference to fluid-flow machinery

KOMITET REDAKCYJNY – EXECUTIVE EDITORS
KAZIMIERZ STELLER – REDAKTOR – EDITOR
JERZY KOŁODKO · JÓZEF ŚMIGIELSKI
ANDRZEJ ŻABICKI

REDAKCJA – EDITORIAL OFFICE
Instytut Maszyn Przepływowych PAN.
ul. Gen. Józefa Fiszer 14, 80-952 Gdańsk, skr. pocztowa 621, tel. 41-12-71

Copyright
by Państwowe Wydawnictwo Naukowe
Warszawa 1976

Printed in Poland

PAŃSTWOWE WYDAWNICTWO NAUKOWE – ODDZIAŁ W POZNANIU

Wydanie I. Nakład 630+90 egz. Ark. wyd. 63,25 Ark. druk. 49,25 Papier druk.
sat. kl. V. 65 g., 70×100. Oddano do składania 4 VII 1975 r. Podpisano do druku
w czerwcu 1976 r. Druk ukończono w czerwcu 1976 r. Zam. 528/118. H-16/245.
Cena zł 190,–

DRUKARNIA UNIwersYTETU IM. ADAMA MICKIEWICZA W POZNANIU

III KONFERENCJA NAUKOWA

na temat

TURBINY PAROWE WIELKIEJ MOCY

Gdańsk, 24 - 27 września 1974 r.

*

IIIrd SCIENTIFIC CONFERENCE

on

STEAM TURBINES OF GREAT OUTPUT

Gdańsk, September 24 - 27, 1974

*

III НАУЧНАЯ КОНФЕРЕНЦИЯ

на тему

ПАРОВЫЕ ТУРБИНЫ БОЛЬШОЙ МОЩНОСТИ

Гданьск, 24 - 27 сентября 1974 г.

АСКОЛЬД ГЛЕБОВИЧ КОСТЮК

СССР*

Колебания и устойчивость крупных турбоагрегатов

Увеличение единичной мощности паровых турбин является генеральным направлением развития. В настоящее время в СССР и в других странах создаются турбоагрегаты на мощность 1000 МВт и более, в ближайшем будущем тенденция увеличения мощности турбин, видимо, сохранится, и перспективными будут мощности 2 - 3 млн кВт для агрегатов классических тепловых электрических станций (ТЭС), и в особенности, для ядерных тепловых электрических станций (АЭС).

Рост единичных мощностей требует повышения надежности агрегатов в связи с увеличением потерь в случае отказа единичного агрегата большой мощности. Это требование вступает в противоречие с объективными закономерностями, определяющими снижение надежности при усложнении системы.

Одной из причин снижения надежности крупных турбоагрегатов является относительное уменьшение жесткости динамической системы турбоагрегата — системы валопровод-статор-фундамент (ВСФ). С этой точки зрения прогресс в области паровых турбин сопровождается увеличением числа потенциальных резонансных состояний всей системы ВСФ в диапазоне скоростей вращения от нуля до номинального значения.

Традиционное определение критических и резонансных скоростей системы ВСФ в этих условиях оказывается недостаточным, необходимо оценивать не потенциальные резонансные состояния, а „истинные”, под которыми следует понимать резонансы, когда возникают недопустимые амплитуды (или скорости, или вибронпряжения) в элементах системы ВСФ. Иными словами вибрационную надежность элементов турбоагрегата на современном этапе следует оценивать не по отстройке системы от потенциальных резонансов, а по интенсивности колебаний системы в рабочем диапазоне скоростей вращения.

Вибрация турбоагрегата вызывается многими причинами. Следует различать вынужденные, переходные и автоколебания турбоагрегата.

Вынужденные колебания вызываются возмущающими силами, из которых главными являются силы неуравновешенности различного происхождения: недостаточно качественная балансировка, неточность сборки, тепловые деформации и неравномерность осадки фундамента, механическая и тепловая нестабильность роторов, неравножесткость роторов и пр. Перечисленные причины вызывают вынужденные стационарные колебания.

* Московский энергетический институт (МЭИ), Москва.

Следует отметить возможность переходных колебаний: изгибных при внезапной разбалансировке (вследствие, например, поломки рабочих лопаток) и крутильных переходных колебаний при коротком замыкании в электрическом генераторе.

Для гибких валопроводов современных крупных турбоагрегатов высокого давления существует опасность возникновения самовозбуждающихся колебаний, причиной которых являются неконсервативные силы взаимодействия цапф с масляной пленкой подшипников и аэродинамические неконсервативные силы в проточной части турбины.

Для решения основных перечисленных задач динамики турбоагрегата в МЭИ разработаны методы, основанные на полученных общих канонических уравнениях колебаний турбоагрегата. Отдельно (но по сходным методам) рассматриваются поперечные колебания системы ВСФ и крутильные колебания системы валопровод — рабочие лопатки.

1. Схематизация турбоагрегата на фундаменте

1.1. Общая теория

Одна из главных трудностей разработки названных методов (для использования их на стадии проектирования) заключается в неопределенности демпфирующих свойств ряда элементов турбоагрегата. Названный метод расчета основан

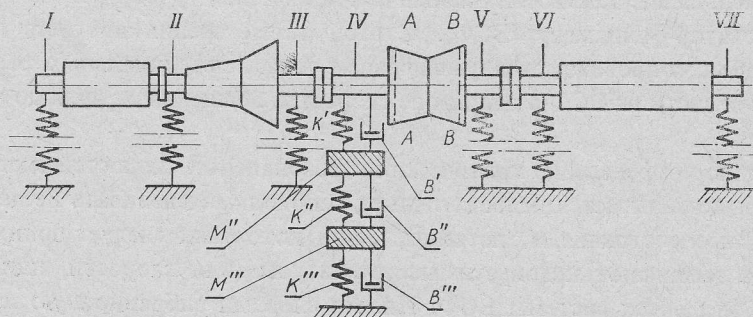


Рис. 1. Схема валопровода и опор системы ВСФ

на замене реального фундамента турбоагрегата некоторой моделью, схема которой представлена на рис. 1 [1]. Статорные элементы турбоагрегата и фундамент схематизированы совокупностью двухмассовых систем с упругими (K) и демпфирующими (B) элементами. Масса M'' представляет массы подшипника и статора, приведенные к центру расточки вкладыша подшипника, M''' — приведенная к данной опоре масса элементов фундамента. Все опоры турбоагрегата схематизированы двухмассовыми системами с разными характеристиками в горизонтальном и вертикальном направлениях*.

* На рис. 1 для упрощения полная схема показана только для опоры № IV в вертикальном направлении.

Решение задачи о колебаниях системы ВСФ ищется в виде разложения смещения $\vec{w}(M)$ в любой точке M системы в ряд [1, 2]

$$\vec{w}(M) = \sum_{s=1}^{\infty} T_s(t) \vec{\varphi}_s(M), \quad (1)$$

где $\vec{w}(M)$ — вектор смещения любой точки M системы ВСФ, $\vec{\varphi}_s(M)$ — нормированные главные формы колебаний, t — время, M — любая точка системы ВСФ.

Искомые нормальные функции времени $T_s(t)$ определяются из следующей системы уравнений:

$$\ddot{T}_s + p_s^2 T_s + \sum_{k=1}^{\infty} a_{sk} T_k + \sum_{k=1}^{\infty} l_{sk} \dot{T}_k = q_s(t), \quad (2)$$

где p_s — собственные частоты соответствующей консервативной системы ВСФ, a_{sk} — коэффициенты „жесткости”, учитывающие влияние неконсервативных сил в масляном слое подшипников и аэродинамических неконсервативных сил в ступенях и уплотнениях турбин, l_{sk} — коэффициенты демпфирования системы, учитывающие демпфирование в масляном слое подшипников в элементах статора и фундамента, $q_s(t)$ — обобщенная внешняя нагрузка, например, обусловленная неуравновешенностью валопровода.

Зависимости для расчета этих коэффициентов приведены в [1, 2].

Полученная система может быть использована для решения основных задач вибрационной надежности турбоагрегата: для расчета вынужденных, переходных колебаний и устойчивости системы ВСФ.

Фактическое решение системы для реальных турбоагрегатов, конечно, можно выполнить только с применением ЭВМ, для чего были составлены программы и использованы для расчета динамических характеристик реальных турбоагрегатов.

1.2. Вынужденные колебания турбоагрегата

В частности, используя решение системы (2) для расчета вынужденных колебаний, можно установить „истинные” критические скорости турбоагрегата в названном выше смысле. Для примера на рис. 2 показаны результаты расчета амплитуд вынужденных колебаний в районе опоры № 4 одного из турбоагрегатов, схема которого дана на рис. 1. Из приведенных данных видно, что истинные критические скорости находятся около 1930 и 3000 об/мин. Сопоставление расчета с приведенным экспериментальным значением амплитуды вибрации на крышке подшипника показывает возможности расчетного метода.

1.3. Переходные колебания

Кроме вынужденных колебаний для оценки надежности необходимо оценивать количественно переходные колебания турбоагрегата. Практический интерес представляют переходные изгибные [3, 4] и, в особенности, переходные крутильные колебания.

При переходных изгибных колебаниях отмечаются следующие особенности.

Динамические амплитуды колебаний при внезапной разбалансировке валопровода могут превысить в 1,5 - 1,6 раза амплитуду установившихся вынужденных колебаний, вызываемых этой разбалансировкой. Переходный процесс заканчивается через несколько периодов после появления внезапной разбалансировки.

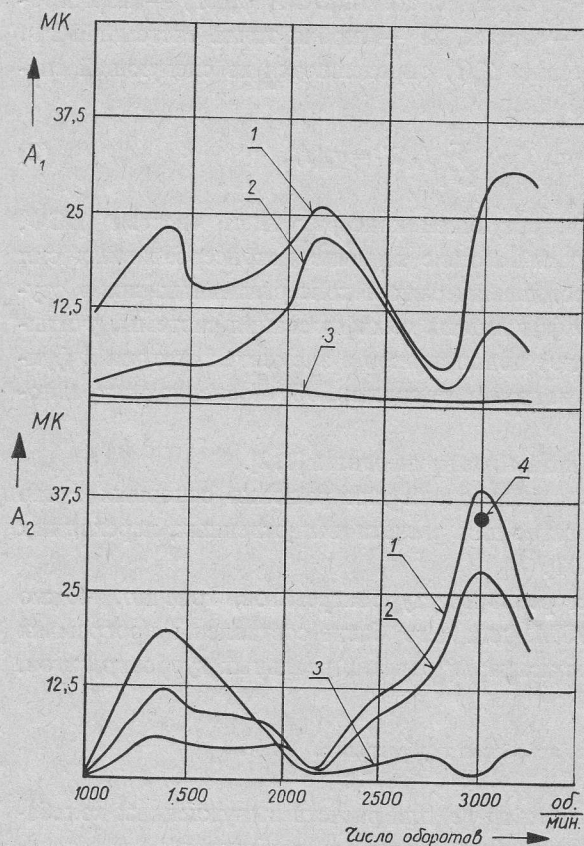


Рис. 2. Колебания турбоагрегата в зоне опоры № 4 под воздействием сосредоточенной неуравновешенности, расположенной в сечении *ВВ* (рис. 1)

A_1 — амплитуда горизонтальных колебаний, A_2 — амплитуда вертикальных колебаний, 1 — цапфа, 2 — крышка подшипника № 4, 3 — фундамент под опорой № 4, 4 — экспериментальное значение амплитуды колебаний крышки подшипника № 4

Ответственными за динамические амплитуды являются те собственные формы колебаний, которые имеют собственные частоты, близкие к рабочей частоте вращения и для которых возникший дебаланс располагается в зоне значительных смещений этих главных форм.

При коротком замыкании электрического генератора на ротор генератора действует переменный крутящий момент, во много раз по амплитуде превосходящий номинальный момент, развиваемый турбиной. Закон изменения момента короткого замыкания при трехфазном коротком замыкании изображен на рис. 3 для турбоагрегата мощностью 300 МВт. Пунктирная горизонтальная линия определяет величину номинального момента.

Под воздействием приложенного момента короткого замыкания валопровод совершает крутильные колебания, интенсивность которых зависит от многих факторов и в первую очередь от двух: во-первых, от удаленности (или близости) собствен-

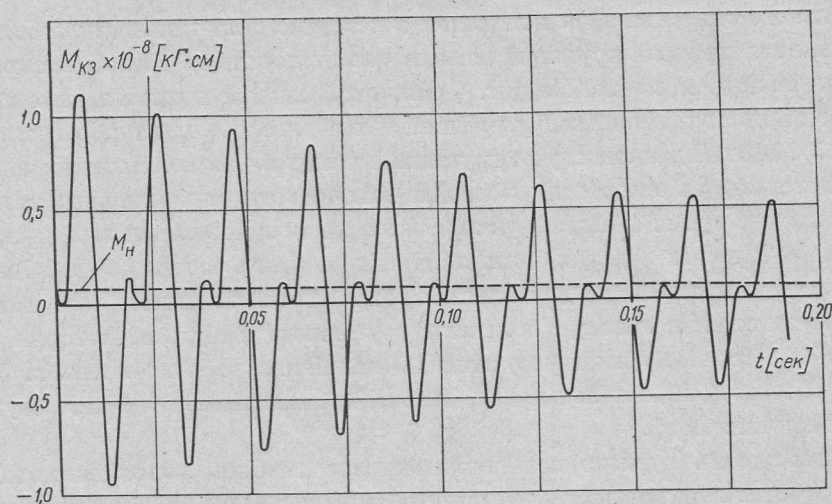


Рис. 3. Момент короткого замыкания в зависимости от времени с учетом его затухания

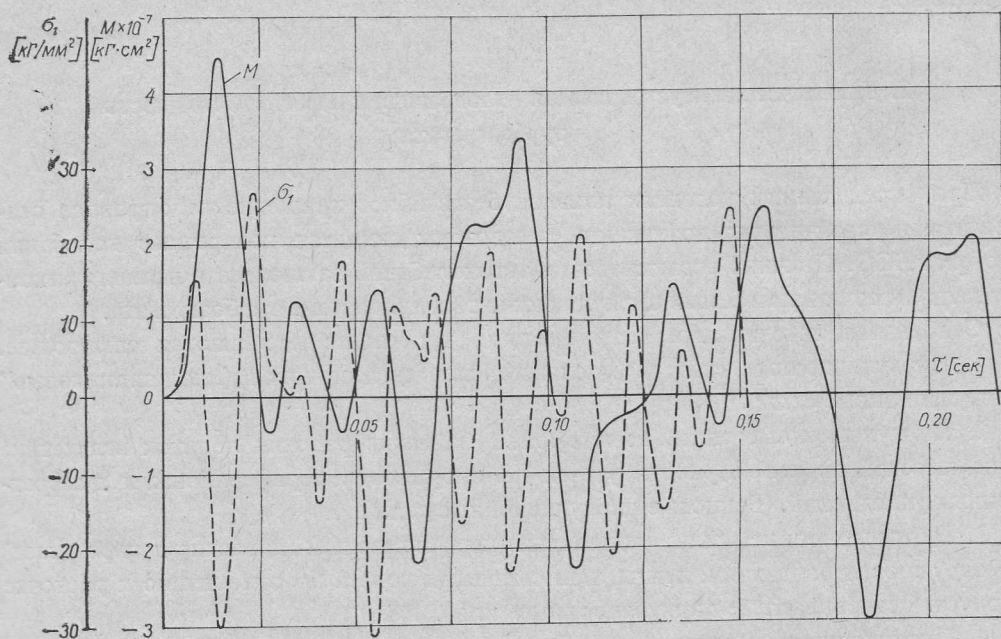


Рис. 4. Крутящий момент в шейке вала между турбиной и генератором и динамические напряжения в лопатках последней ступени при коротком замыкании

ных частот крутильных колебаний от частоты сети и от удвоенной частоты сети, во-вторых, от скорости затухания момента короткого замыкания и от демпфирования в системе.

При достаточной отстройке максимальный крутящий момент в наиболее опасных сечениях валопровода при коротком замыкании не превышает 4-6 кратного

номинального момента. При попадании в резонанс с крутильными собственными частотами валопровода крутящий момент может достигать 30 и более кратностей от номинального момента. На рис. 4 сплошной линией показано изменение крутящего момента в шейке между турбиной и генератором для турбоагрегата мощностью 300 МВт. В данном случае крутящий момент в 4 раза больше номинального, что свидетельствует о хорошей отстройке валопровода от крутильных резонансов.

В последнее время в связи с увеличением единичной мощности и применением в последних ступенях лопаток большой длины возникла задача об изгибных колебаниях лопаток, вызванных крутильным воздействием короткого замыкания. При коротком замыкании лопатки получают крутильные импульсы, которые вызывают изгибные (точнее изгибно-крутильные) колебания рабочих лопаток. Возникающие при этом дополнительные напряжения, как показывает оценка, могут достигать больших значений.

На том же рис. 4 (пунктир) показано изменение изгибного напряжения в корневом сечении рабочей лопатки последней ступени турбины 300 МВт. Как видно дополнительные напряжения изгиба составляют около 3000 кг/см^2 .*

При оценке надежности лопаточного аппарата эти напряжения необходимо принимать во внимание.

2. Динамическая неустойчивость валопровода и пороговая мощность турбоагрегата

При определенных условиях плавное безизгибное вращение валопровода становится неустойчивым: возникают самовозбуждающиеся поперечные колебания системы ВСФ. Причина возникновения автоколебаний заключена в наличии неконсервативных так называемых циркуляционных сил в системе турбоагрегата.

Основными источниками возмущения в турбомашине являются следующие.

1. Циркуляционные силы в масляном слое подшипников („подшипниковые” циркуляционные силы).
2. Циркуляционные силы, возникающие на венце рабочих лопаток вследствие динамической неравномерности утечек по окружности периферийных и диафрагменных уплотнений. (Венцовые циркуляционные силы).
3. Циркуляционные силы, вызванные неравномерным давлением пара (газа) по окружности бандажной ленты, при смещении колеса по отношению к расточке корпуса. (Надбандажные циркуляционные силы).
4. Циркуляционные силы в концевых и диафрагменных уплотнениях, вызываемые неравномерной по окружности эпюрой давления при динамическом смещении вала.

Неконсервативность масляных сил проявляется в том, что матрица жесткостей масляной пленки не является симметричной, что ведет к появлению поперечной силы, действующей на цапфу и направленной в сторону прецессионного вращения вала.

* Программа для ЭВМ и расчеты выполнены аспирантом кафедры ПГТ А. И. Куменко.

Венцовые циркуляционные силы вызваны динамической неравномерностью утечек по окружности при поступательном или угловом смещении колеса по отношению к расточке корпуса.

При поступательном смещении вала появляется поперечная сила, действующая на вал и направленная в сторону прецессионного вращения вала, тем самым эта сила поддерживает прямую прецессию вала [5]. При угловом смещении поперечные силы имеют направление как в сторону, так и против прецессионного движения ротора, и поэтому могут по-разному влиять на возбуждение автоколебаний [2].

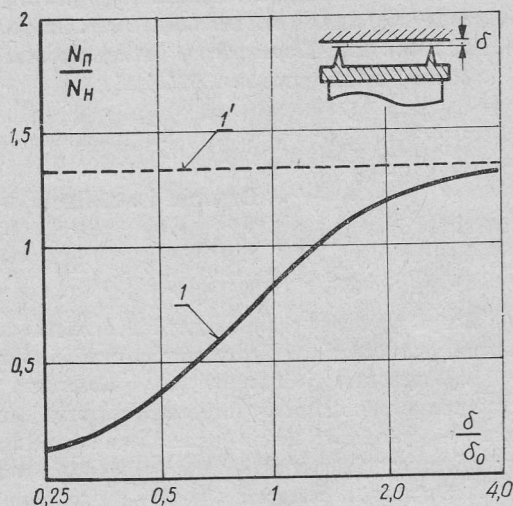


Рис. 5. Зависимость пороговой мощности турбоагрегата мощностью 300 МВт от величины радиальных зазоров в проточной части ротора высокого давления

Влияние сил, обусловленных угловым смещением, обычно существенно меньше, чем сил при поступательном смещении вала.

Надбандажные циркуляционные силы до сих пор были не изучены.

Анализ, выполненный в МЭИ, показал их существенное влияние на границу устойчивости турбоагрегатов и, в частности, на величину так называемой пороговой мощности, то-есть мощности, при которой возникают автоколебания валопровода.

Теоретической основой расчета надбандажных сил, а также вообще сил в уплотнениях, являются общие уравнения течения [6].

Для примера на рис. 5 показан расчетный график зависимости пороговой мощности турбоагрегата мощностью 300 МВт от изменения радиальных зазоров в уплотнениях цилиндра высокого давления.

Приняты во внимание возмущающие циркуляционные силы, названные в пунктах 1, 2 и 3. При расчете принята схема уплотнений, изображенная на рис. 6.

Там же пунктиром приведена прямая, соответствующая учету только венцовых циркуляционных сил.

Из сравнения видно, что надбандажные циркуляционные силы имеют принципиальное значение при оценке пороговой мощности: их учет приводит не только к количественному, но и к качественному изменению зависимости пороговой мощности от зазоров в проточной части турбины.

Литература

- [1] А. Г. Костюк, В. Ф. Шатохин, *Колебания турбоагрегата на фундаменте, вызываемые неуравновешенностью валопровода*. Теплоэнергетика, 1971, № 12.
- [2] А. Г. Костюк, В. Ф. Шатохин, Н. М. Иванов, *Расчет пороговой мощности крупных турбоагрегатов*. Теплоэнергетика, 1974, № 3.
- [3] А. В. Щегляев, А. Г. Костюк, *Действие внезапной разбалансировки на ротор турбоагрегата*. Теплоэнергетика, 1969, № 8.
- [4] А. Г. Костюк, В. Ф. Шатохин, *Расчет переходных колебаний валопровода при внезапной разбалансировке*. Труды МЭИ, 1972, вып. 99.
- [5] H. J. Thomas, *Instabile Eigenschwingungen von Turbinenläufern, angefacht durch die Spaltströmungen in Stopfbuchsen und Beschaufelungen*. Bull. de l'AIM, 12B, 1958, N11/12.
- [6] А. Г. Костюк, *Теоретический анализ аэродинамических сил в лабиринтных уплотнениях турбомашин*. Теплоэнергетика, 1972, № 11.

Drgania i stabilność wielkich turbozespołów

Streszczenie

Rozpatrywane są charakterystyki dynamiczne turbozespołu w układzie : linia wału — stator — fundament, przy drganiach wymuszonych, przejściowych i własnych.

1. Wzrost mocy jednostkowych współczesnych turbin parowych prowadzi do konieczności zwiększenia niezawodności pracy turbozespołów przy jednoczesnym skomplikowaniu ich konstrukcji. Linia wału wielocylindrowej turbiny przedstawia łącznie z podparciami i fundamentem bardzo złożony układ dynamiczny, znajdujący się w warunkach oddziaływania nań różnych czynników zakłócających.

2. Drgania turbozespołu wywoływane są siłami zakłócającymi, z których najpoważniejszymi są siły od niewyważenia najróżniejszego pochodzenia, tj. z niedostatecznie dokładnego wyważania i niedokładnego montażu, z powodu deformacji termicznych i nierównowagowego osiadania fundamentu, mechanicznej i cieplnej niestabilności wirników, niejednakowej sztywności wirników itp.

3. Wyliczone przyczyny powodują drgania stacjonarne wymuszone. Należy zaznaczyć możliwość powstawania drgań przejściowych: giętnych przy raptownym powstaniu niewyważenia (w wyniku np. urwania się łopatki wirnikowej) i przejściowych drgań skrętnych przy zwarcu w generatorze elektrycznym.

4. Giętne wały współczesnych wielkich turbozespołów na wysokie ciśnienia mogą, z pewnym stopniem prawdopodobieństwa, wpadać w drgania samowzbudne, których przyczyną są niezachowawcze siły współoddziaływania czopów i filmu olejowego w łożyskach oraz niezachowawcze siły aerodynamiczne w części przepływowej turbiny.

5. Zaproponowano metodę pozwalającą rozwiązywać wymienione zadania z dynamiki turbozespołów, opartą na otrzymanych ogólnych równaniach kanonicznych drgań turbozespołu.

Metoda pozwala na rozpatrywanie wymuszonych drgań przejściowych, a także określenie granicy stabilności dynamicznej (względnie tzw. mocy progowej) turbozespołu.

6. W analizie stabilności uwzględniane są niezachowawcze siły cyrkulacyjne występujące w filmie olejowym w łożyskach, w wieńcach łopatek wirnikowych, w nadbandażowych uszczelnieniach stopni i w uszczelnieniach labiryntowych (tarcz kierowniczych i zewnętrznych); przedstawiony jest wpływ wzajemny wyszczególnionych sił.

7. Wpływ sił cyrkulacyjnych można zmieniać w szerokich granicach poprzez rozwiązania konstrukcyjne uszczelnień i innych elementów części przepływowej.

8. Moc progową można zmieniać w wystarczająco szerokim zakresie poprzez czynniki konstrukcyjne, jak np. wybór typu uszczelnień nadbandażowych, stosunek luzów w nich, typ łożysk, sztywność wirnika.

Vibrations and Stability of Large Turbine-Sets

Summary

Dynamic characteristics of a turbine-set, regarded as a system: shafting-stator-foundation, have been analyzed for stimulated, transient and free vibrations.

1. The increase of unit outputs of modern steam turbines has necessitated increasing of the turbine-set reliability, simultaneously with the increased complicacy of their design. The shafting of a multi-case turbine forms, together with the bearings and the foundation, a highly complex dynamic system subject to various disturbances.

2. Vibrations of a turbine set are caused by disturbing forces, the most important having been those resulting from imbalance of various origin i.e. from inaccurate balancing and assembling, thermal distortions and unequal settling of the foundation, mechanical and thermal rotor instability, unequal rotor rigidity etc.

3. The effects as specified above cause stationary stimulated vibrations. It should be pointed out that transient vibrations can occur, namely, flexural vibrations due to sudden imbalance (e.g. due to rotor blade breaking), and torsional vibrations due to short-circuit in the electric generator.

4. Flexible shafts of modern large turbine-sets operating at high pressure are likely to develop self-excited vibrations due to non-conservative forces of interaction of journals and oil film in bearings as well as due to non-conservative aerodynamic forces in the flow part of a turbine.

5. A method has been proposed that allows solving the mentioned problems of turbine-set dynamics; the method has been based on obtained general canonical equations of turbine-set vibrations.

The method permits analyzing stimulated transient vibrations and determining the limit of the dynamic stability (or the so called threshold output) of a turbine-set.

6. Non-conservative circulating forces occurring in the oil film of bearings, in rotor blade rims, in stage seals above the shrouding and in labyrinth seals (of stators and outer seals) have been taken into account in the stability analysis; the mutual dependence of these forces has been presented.

7. The influence of circulating forces can be changed in a wide range using appropriate designs of seals and other components of the flow part.

8. The threshold output can be varied in a sufficiently wide range by means of constructional factors such as the selection of the seals above shroudings, clearance ratios in these seals, bearing type, rotor rigidity and other.